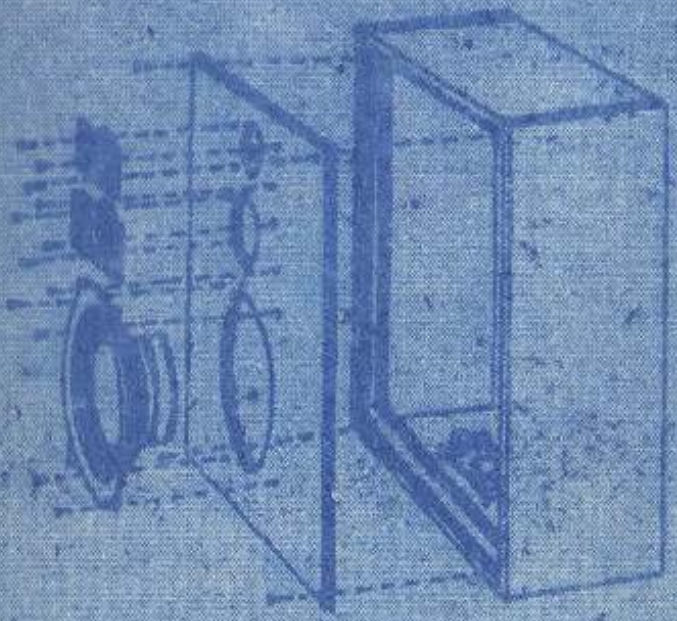
CONSTANTIN POȘA



DIFUZOARE ȘI INCINTE ACUSTICE

Editura GH. ASACHI

Constantin Poşa

DIFUZOARE ŞI INCINTE ACUSTICE

Referenţi ştiinţifici:
Prof.dr.ing. Dimitrie Alexa
Dr.ing. Constantin Lupaşcu

ISBN 973-95650-9-3

I. NOŢIUNI INTRODUCTIVE

1.1 Cîmp acustic

Difuzoarele sînt traductoare care transformă semnalele electrice semnale acustice. Semnalele acustice nu pot exista în afara unui mediu material. Traductorul este în contact cu acest mediu material (aerul) şi poate imprima particulelor din imediata apropiere o mişcare în raport cu poziţia de echilibru, odată cu deplasarea unei suprafeţe a acestuia. Această mişcare este transmisă din aproape în aproape particulelor învecinate şi apoi întregului mediu. Această propagare nu este imediată, ci se face cu viteză finită. După ce acţiunea exterioară a încetat, persistă o perturbare care se propagă în mediu. După trecerea undei, mediul îşi reia forma iniţială.

Aerul este un fluid compresibil şi fiecare particulă suferă, datorită mişcării sale, comprimări şi dilatări succesive. Rezultă variaţii ale volumului, deci avem de a face cu o transformare în sens termodinamic. Spunem că unda acustică este o *undă de presiune*.

Un *cîmp acustic* este mediul în care se propagă o undă acustică şi ansamblul deformărilor sale. El este caracterizat de mărimi fizice care sînt funcţie de timp şi spaţiu, numite *mărimi* sau *parametri acustici*.

O particulă este o porţiune de fluid ale cărei dimensiuni sînt mari în raport cu cele ale moleculelor, dar suficient de mici pentru ca variaţiile mărimilor acustice să fie infinitezimale.

Mişcarea particulei este caracterizată de:

- *Elongaţia acustică* ξ, vector a cărui origine este poziţia de repaus a unei particule şi extremitatea poziţia de la momentul t.

$$\xi(t,r_s) = r(t) - r_s$$

unde r_s este raza vectoare de repaus, iar r(t) raza vectoare la momentul t.

- *Viteza acustică* v este derivata in raport cu timpul a elongatiei

$$v(t,r)=\partial\xi/\partial t$$

Deformarea sau transformarea particulei este caracterizată de:

- *Presiunea acustică* p, care indică variaţia locală de presiune

$$p(t,r) = p'(t,r) - p_s$$

unde p_s este presiunea statică iar p' presiunea instantanee,

- *Condensarea* s, care indică variaţia relativă a densităţii

$$s(t,r) = (\rho'(t,r) - \rho)/\rho$$

unde ρ este densitatea statică, iar $\rho'(t,r)$ densitatea instantanee.

Aceste mărimi acustice sînt legate prin legi fundamentale ale fizicii cum ar fi: legea lui Newton, principiul conservării masei, legea compresibilităţii care controlează deformaţiile.

Pentru a liniariza ecuaţiile ce caracterizează cîmpul acustic este necesar să admitem o serie de ipoteze asupra mediului ambiant:

- Se consideră un fluid compresibil, omogen, continuu, izotrop, izoterm şi izobar în absenţa undei acustice;
- Nu există forţe exterioare aplicate şi nici mişcări de antrenare;
- Mediul este nelimitat: nu este necesară introducerea condiţiilor la limită;
- Mişcările date de o undă acustică sînt oscilaţii continue de amplitudine mică: ipoteza de *semnal mic* cunoscută din electronică şi care permite liniarizarea ecuaţiilor;
- Nu există pierderi de energie sub formă de disipare termică: mediul este perfect elastic;

Aplicînd legile fundamentale ale fizicii, enumerate mai sus, liniarizîndu-le şi combinîndu-le, se obţine *ecuaţia de propagare a sunetului* sau a undelor acustice, ecuaţie ce leagă derivatele de ordinul doi în raport cu spaţiul şi timpul ale presiunii sau vitezei acustice în forma:

$$\nabla^2 p - c^{-2}\partial^2 p/\partial t^2 = 0 \qquad \text{sau} \qquad \nabla^2 v - c^{-2}\partial^2 v/\partial t^2 = 0$$

în care c este viteza de propagare a undelor acustice în mediu. Această ecuaţie mai este cunoscută sub numele de *ecuaţia lui d'Alembert* sau a *coardelor vibrante*.

Rotorul unui gradient fiind identic nul, se poate defini un *potenţial de viteză* $\Phi[m^2/s]$ astfel încît $v = -\nabla\Phi$ (semnul este arbitrar). Acest potenţial de viteză permite adesea simplificarea rezolvării unor probleme, deoarece condiţiile la limită sînt mai uşor de exprimat pentru un scalar decît pentru un vector. Φ nu are nici o semnificaţie fizică.

În ecuaţia legii lui Newton $\nabla p = \rho\partial v/\partial t$, exprimînd v în funcţie de potenţialul său de viteză Φ şi integrînd în raport cu spaţiul, rezultă:

$$p = \rho\partial\Phi/\partial t + const.$$

Condensarea s fiind proporţională cu p şi elongaţia ξ fiind integrala vitezei în timp, toate mărimile acustice se pot exprima prin intermediul lui Φ .

Enegia transportată de undă într-o direcţie şi un sens de propagare este caracterizată prin *puterea acustică de suprafaţă instantanee*, care este valoarea acestei energii pe unitatea de suprafaţă şi timp.

Forţa exercitată de presiunea acustică pe un element de suprafaţă este dF = pdS. Energia transmisă la traversarea suprafeţei S în timpul dt este

lucrul mecanic efectuat de dF. Pentru o undă longitudinală viteza va avea numai componentă pe direcţia de deplasare şi deci:

dL = dFl = pdS.vdt = pvdSdt.

Puterea acustică de suprafaţă instantanee este deci $\Psi = pv$.

Prin definiţie prin *intensitate acustică* se înţelege valoarea medie a puterii acustice de suprafaţă instantanee.

$$I=\overline{\Psi}=(\overline{pv})$$

În cazul undelor sinusoidale pentru de[illegible] intensităţii acustice [illegible] se integrează produsul pv pe interval de o per[illegible]

Deoarece răspunsul liber al sistemelo[illegible] sinusoidal şi toate funcţiile fizice se descompun sau sînt reali[illegible] funcţii sinusoidale, interesul este îndreptat spre studiul undelor [illegible] la acestea toate mărimile cîmpului acustic variază sinusoi[illegible] de undă este caracterizată prin pulsaţia ω sau frecvenţa f şi [illegible] dacă Φ variază sinusoidal avem $\partial^2\Phi/\partial t^2=-\omega^2\Phi$ şi ecu[illegible] d'Alembert devine $\nabla\Phi=-k^2\Phi$, unde $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ se numeşte *undă* sau *constantă de fază*. De aici rezultă că unei dependenţe temp[illegible] sinusoidale îi corespunde o dependenţă spaţială sinusoidală, k jucînd în s[illegible] lui ω în timp.

O undă sinusoidală progresivă este d[illegible] potenţialul său de viteză: $\Phi_+(ct-x)=\sqrt{2}\cdot\tilde{\Phi}_+\sin(\omega t-kx)$.

În cazul undelor sferice, pentru ca ecuaţia lui d'Alembert în potenţial de viteză să fie identică cu cea din cazul undelor plane se impune o schimbare de variabilă $\beta=r\Phi$. Se poate considera deci unda sferică definită de potenţialul de viteză $\Phi(t,r)=\frac{\beta(ct-r)}{r}$, care arată că amplitudinea scade cu distanţa. În cazul variaţiilor sinusoidale ale mărimilor cîmpului potenţialul de viteză al undelor sferice este:

$$\Phi(ct-r)=\sqrt{2}\frac{\tilde{\Phi}_1}{r}\sin(\omega t-kr)$$, unde $\tilde{\Phi}_1$ - valoare efectivă la distanţa unitate: r = 1 m.

În regim sinusoidal se poate face o separaţie formală între variaţiile spaţiale şi temporale facilitînd rezolvarea unor probleme, prin introducerea fazorilor - substituenţi complecşi ai mărimilor acustice. Pentru o mărime

vectorială v se defineşte un vector fazor $\underline{v}$ ale cărui componente sînt fazorii asociaţi componentelor mărimii considerate:

$$v(v_x,v_y,v_z) \rightarrow \underline{v}(\underline{v}_x,\underline{v}_y,\underline{v}_z)$$

Fazorii asociaţi derivatei sau integralei unei mărimi se obţin prin multiplicarea, respectiv divizarea fazorului său cu jω. Astfel forma locală a legii lui Newton se scrie $\nabla \underline{p} = -j\omega\rho\underline{v}$.

Se numeşte *impedanţă acustică caracteristică* într-un punct din spaţiu, raportul dintre presiunea şi viteza acustică în acel punct: $Z_c = \underline{p}/\underline{v}$. Este o mărime complexă şi se poate pune sub forma $Z_c = R_c + j\omega X_c$, R_c şi X_c numindu-se rezistenţă, respectiv reactanţă acustică caracteristică. În cazul undelor plane se observă uşor că $Z_c = \rho c$.

Pentru undele sferice, deoarece $\underline{\Phi}(r) = -j\frac{\Phi_1}{r}\exp(-jkr)$ putem scrie:

$$\underline{p}(r) = j\omega\rho\underline{\Phi} = \rho\omega\frac{\Phi_1}{r}\exp(-jkr)$$

$$\underline{v}(r) = d\underline{\Phi}/dr = (k - j/r)\frac{\Phi_1}{r}\exp(-jkr)$$

Impedanţa acustică caracteristică în cazul undei sferice este deci:

$$Z_s(r) = Z_c(\frac{jkr}{1+jkr}) = Z_c\frac{kr}{kr-j}$$

Scoţînd partea reală şi partea imaginară putem scrie:
$R_s = Z_c(kr)^2/(1 + (kr)^2)$; $X_s = Z_c kr/(1 + (kr)_2)$
Se observă că:

Pentru $kr \rightarrow 0$ rezultă R_s şi $X_s \rightarrow 0$

Pentru $kr \rightarrow \infty$ rezultă $R_s \rightarrow Z_c$ şi $X_s \rightarrow 0$ (unda sferică tinde către o undă plană progresivă).

Pentru $kr = 2\pi$, adică $r = \lambda => R_s = 0{,}98Z_c$; $X_s = 0{,}16Z_c$ şi se poate admite că după o lungime de undă se regăseşte structura undei plane.

1.2. Analogii formale

Se observă din tot ce am prezentat pînă acum un paralelism între conceptele, definiţiile şi proprietăţile acusticii cu cele ale magnetismului şi electrotehnicii. Raţiunea acestora nu trebuie căutată în fenomenele însele, ci în modelele acestora, adică în descrierea lor matematică.

Ecuaţiile lui Maxwell constituie formularea cea mai completă a interacţiunilor între mărimile electromagnetice. Pentru un mediu liniar, fără pierderi şi în regim sinusoidal ele se scriu:

$$\nabla x \underline{E} = -j\omega \underline{B}$$

$$\nabla x \underline{H} = j\omega \underline{D}$$

$$\underline{D} = \varepsilon \underline{E}$$

$$\underline{B} = \mu \underline{H}$$

Pentru acustică, introducînd pentru simetrie mărimea m numită cantitate de mişcare volumică, se poate, de asemenea, scrie:

$$\nabla \underline{p} = -j\omega \underline{m}$$

$$\nabla \underline{v} = -j\omega \underline{s}$$

$$\underline{s} = \underline{E}^{-1} \underline{p} \qquad \text{E - modulul de elasticitate al mediului}$$

$$\underline{m} = \rho \underline{v}$$

Analogiile sînt mult mai profunde. Dacă comparăm propagarea undelor electromagnetice de-a lungul unei linii bifilare fără pierderi cu propagarea undelor acustice plane în spaţiu, ţinînd cont că viteza acustică are componentă numai după axa de propagare se poate completa tabelul de mai jos. Analogia poate fi făcută în două moduri: De exemplu, putem face ca presiunea acustică să corespundă tensiunii electrice şi viteza acustică curentului. Aceasta poartă numele de analogie directă sau de tip impedanţă. Dacă presiunea acustică corespunde curentului şi viteza tensiunii, analogia se numeşte inversă sau de tip admitanţă.

Analogia formală între linia bifilară fără pierderi şi unda plană în spaţiu permite de a transporta metodele, rezultatele, proprietăţile şi procedeele cunoscute pentru prima, la a doua şi reciproc.

În practică, problema de rezolvat se transpune într-o problemă analogă celuilalt domeniu, a cărei soluţie este evidentă sau deja cunoscută şi se transpune soluţia din nou în domeniul de plecare. Acest procedeu are şi limite.

Problema de rezolvat şi cea rezolvată pot fi foarte diferite. Soluţia transpusă nu este nici cunoscută şi nici prea evidentă. Fenomenele fiind prin natura lor diferite şi tehnologiile utilizate vor fi diferite. Din punct de vedere tehnic soluţia transpusă ar putea fi de interes limitat sau irealizabilă, deci fără sens.

linie bifilară fără pierderi	undă plană analogie directă	undă plană analogie inversă
tensiune U	presiune acustică p	viteză acustică v
curent I	viteză acustică v	presiune acustică p
inductanţă L	masă volumică ρ	inv.modulului de elasticitate 1/E
capacitate C	inv.mod.elasticitate 1/E	masa volumică ρ
viteză de propagare	viteză de propagare	viteză de propagare
$v=1/\sqrt{LC}$	$c=\sqrt{\rho/E}$	$c=\sqrt{\rho/E}$
defazaj $\beta = \omega/v$	număr de undă $k = \omega/c$	număr de undă k
impedanţă caracteristică $Z_c=\sqrt{L/C}$	impedanţă caracteristică $Z_c=\sqrt{\rho E}$	admitanţă caracteristică $Y_c=\sqrt{1/\rho E}$
putere activă $P = 1/2(UI^* + U^*I)$	intensitate acustică $I = 1/2(pv^* + p^*v)$	intensitate acustică $I = 1/2(pv^* + p^*v)$

Utilizarea analogiilor formale trebuie făcută cu rigoare şi păstrînd permanent spiritul de diferenţă între natura fenomenelor, ceea ce necesită cunoaşterea lor aprofundată.

1.3. Surse de sunet

Un cîmp acustic este în mod necesar creat de o sursă de sunet ca origine de perturbare a mediului. Vom prezenta modelele unor surse teoretice, care stau la baza traductoarelor electroacustice emiţătoare de sunet. Acestea din urmă cuprind o parte în mişcare, numite sisteme mobile, care sînt corpuri rigide sau deformabile, ce au rolul de a antrena particulele mediului din imediata vecinătate. Radiaţia este condiţionată de suprafaţa sistemului mobil aflată în contact cu mediul, numită *suprafaţă de radiaţie*.

Experienţa demonstrează că în mişcarea lor, suprafaţa de radiaţie şi mediul rămîn în contact (fără dezlipiri şi turbulenţe ale fluidului). Se deduce astfel egalitatea componentelor normale pe suprafaţă ale mărimilor reprezentative ale mişcărilor suprafeţei de radiaţie şi ale fluidului, în particular a vitezelor.

Cel mai adesea forţele de frecare ale fluidului pe suprafaţa de radiaţie sînt neglijabile şi forţele dezvoltate sînt normale.

În mişcarea sa suprafaţa de radiaţie deplasează un anume volum de fluid. Debitul volumic q, sau simplu debitul, este volumul deplasat pe unitatea de timp. Pentru un element dS al suprafeţei de radiaţie $dq = v_n dS$. Rezultă

$$q=\int_s v_n dS \ .$$

Puterea acustică radiată de o sursă nu este în general repartizată uniform în toate direcţiile spaţiului. Această proprietate este numită *directivitate*. O sursă este *omnidirecţională* dacă este foarte puţin directivă, *unidirecţională* dacă radiaţia se efectuează în principal într-o singură direcţie şi *bidirecţională* dacă radiaţia are loc în principal în două direcţii opuse.

1.3.1 Sfera pulsantă

Sfera pulsantă este sursa teoretică de sunet, de forma unei sfere al cărei volum variază în timp, deformarea sa fiind o succesiune de mici contracţii şi dilatări. (Suprafaţa sa este animată de o mică mişcare radială de aceeaşi amplitudine în toate punctele). Suprafaţa de radiaţie este suprafaţa sferei. În ipoteza mişcărilor mici este: $q(t) = Sv_r(t) = 4\pi r_o^2 v_r(t)$, unde r_o - raza de repaus a sferei pulsante.

Simetria sferei o implică pe cea a radiaţiei. Radiaţia va fi omnidirecţională, iar sfera pulsantă o sursă de unde sferice. Din expresia de mai sus a debitului acustic şi din expresia vitezei acustice în cazul undelor sferice prezentată în § 1.1 se poate deduce potenţialul de viteză:

$\Phi_1 = q\exp(jkr)/4\pi(kr_o - j)$. Şi de aici:

$$p(r)=\frac{Z_c k q \exp[-jk(r-r_o)]}{4\pi r(kr_o - j)}$$

$$I(r)=\frac{\tilde{p}^2}{Z_c}=\frac{Z_c k^2 \tilde{q}^2}{16\pi^2 r^2[(kr_o)^2+1]}$$

$$P_a(r)=I(r)S=\frac{Z_c k^2 \tilde{q}^2}{4\pi[(kr_o)^2+1]}$$

Pentru a comunica mişcare mediului, o sursă trebuie să învingă forţele de reacţiune ale acestuia. Aceste forţe se calculează integrînd presiunea acustică pe suprafaţa de radiaţie. În cazul sferei pulsante presiunea acustică p(r) este proporţională cu debitul acustic, de unde apare ideea introducerii unei

impedanţe acustice de radiaţie definită ca raportul dintre presiunea acustică pe suprafaţa sferei $p(r_o)$ şi debitul q.

$$Z_{ar}=p(r_o)/q=\frac{Z_c k}{4\pi r_o(kr_o-j)}$$

Ţinînd cont că forţa totală exercitată de mediu asupra sferei pulsante este $F=S_p(r_o)=4\pi r_o^2 p(r_o)$ se poate scrie:

$$Z_{ar}=p(r_o)/q=F/S^2 v_r=Z_{mr}/S^2$$

unde $Z_{mr}=F/v_r$ este *impedanţa mecanică de radiaţie.*

Aceste două mărimi exprimă acelaşi concept şi se va utiliza impedanţa acustică de radiaţie pentru chestiunile legate de radiaţie şi impedanţa mecanică de radiaţie pentru funcţionarea însăşi a sursei. Pentru studiul în ansamblu se introduce *impedanţa redusă de radiaţie*:

$$Z_r=Z_{ar}S/Z_c=Z_{mr}/SZ_c$$

Aceasta este o mărime complexă de forma:

$Z_r=R_r+jX_r=kr_o/(kr_o-j)$, din care rezultă:

$$R_r=\frac{(kr_o)^2}{[1+(kr_o)^2]} \quad \text{şi} \quad X_r=\frac{kr_o}{[1+(kr_o)^2]}$$

Plecînd de la aceste formule reactanţa mecanică de radiaţie se poate scrie: $X_{mr} = SZ_cX_r = 4\pi r_o^3\omega\rho = 3V\omega\rho = \omega m_r$
S-a considerat cazul în care $kr_o < 1$ şi s-a notat cu $m_r = 3V\rho$ mărimea ce se numeşte *masă de radiaţie*. Este ca şi cum sfera antrenează în mişcarea ei o masă de fluid de trei ori mai mare decît volumul său. Aceasta nu contribuie la intensitatea acustică produsă.

Comparînd relaţia care exprimă puterea acustică de radiaţie cu cea a rezistenţei reduse de radiaţie se deduce:

$P_a = R_{ar}q^2 = R_{mr}v_r^2$,

ceea ce arată că puterea radiată este proporţională cu rezistenţa de radiaţie. Această proprietate este foarte importantă, deoarece permite determinarea puterii acustice calculînd debitul acustic creat de sursă şi se aplică la toate traductoarele de emisie.

În acelaşi mod se arată că sfera pulsantă schimbă cu mediul o *putere cinetică*, care nu contribuie la radiaţie: $P_c = X_{ar}q^2 = X_{mr}v_r^2$.

P_a este puterea activă a sursei, iar P_c este asociată puterii reactive a acesteia.

Prin *monopol* se înţelege o sferă pulsantă foarte mică în raport cu lungimea de undă emisă, adică $kr_o << 1$. În aceste condiţii $\exp(jkr_o) \approx 1$, $kr_o - j \approx -j$ şi relaţiile sferei pulsante se simplifică. În particular presiunea acustică a monopolului este: $p_m = \frac{jZ_c kq \exp(-jkr)}{4\pi r}$

1.3.2 Pistonul circular rigid

Pistonul circular rigid este o sursă teoretică de sunet, formată dintr-un disc rigid, plat şi subţire, de rază r_o, animat de o mişcare oscilatorie de translaţie de-a lungul axei sale, cu o viteză uniformă v_o, în regim sinusoidal. Acesta poate fi considerat liber, montat în ecran infinit (care separă radiaţia feţelor din faţă şi din spate) sau în cutie, dispus în aşa fel încît numai o faţă este radiantă.

Cîmpul de radiaţie prezintă o simetrie de rotaţie a cărei axă este aceea a pistonului.

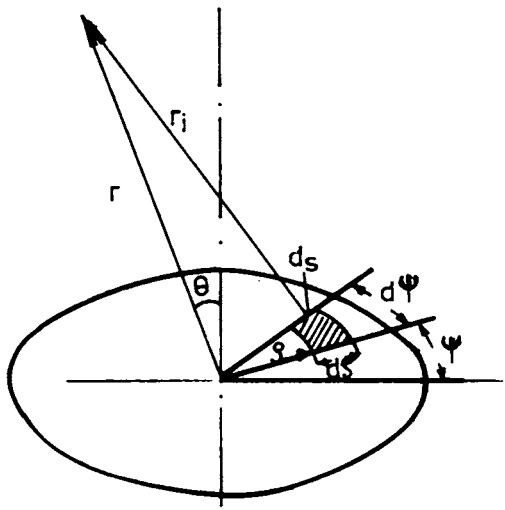


Fig.1.1

Să considerăm cazul pistonului montat în ecran infinit. Fie dS un element de suprafaţă. Acesta poate fi asimilat cu o jumătate de monopol al

cărui debit este $dq=v_o dS$. Rezultă deci o radiaţie în undă sferică în jumătatea din faţă a spaţiului. Presiunea acustică dată de acest element i este deci dublă faţă de aceea a unui monopol de acelaşi debit:

$dp = jZ_c dq \exp(-jkr_i)/2\pi r_i$

În coordonate polare, vezi figura 1, elementul de suprafaţă este $dS = \rho d\Psi d\rho$

Pentru cîmp îndepărtat $r_i=r+\rho\cos\Psi\sin\theta\approx r$ $(r >> \rho)$

Integrînd pe suprafaţa pistonului se găseşte presiunea acustică creată într-un punct la distanţa r:

$$p(r,\theta)=\frac{jZ_c k v_o \exp(-jkr)}{2\pi r}\cdot\int_S \exp(-jk\rho\cos\psi\sin\theta)dS \quad \text{, sau}$$

$$p(r,\theta)=2p_m\left\{2\frac{J_1(k\sin\theta\cdot r_o)}{k\sin\theta\cdot r_o}\right\} \quad \text{, unde } J_1 \text{ este funcţia Bessel de prima}$$

speţă de ordinul I, iar termenul dintre acolade explicitează directivitatea pistonului în raport cu jumătate de monopol. Studiul acestei funcţii arată că pistonul nu este directiv pentru $kr_o < 1$, adică atît timp cît circumferinţa sa este mai mică decît lungimea de undă şi se comportă într-o primă aproximaţie ca o jumătate de monopol. Din contra, pentru $kr_o > 2$ directivitatea este marcantă şi la $kr_o = 3,83$ apare primul zero al lui J_1 (apar loburi secundare în diagrama de directivitate). Prin lob de directivitate se înţelege o porţiune din diagrama de directivitate cuprinsă între două minime succesive.

Se poate calcula şi pentru pistonul circular impedanţa redusă de radiaţie:

$Z_r=F/Z_c S v_o$, unde S este suprafaţa pistonului, iar F reacţiunea mediului.

Pentru fiecare element de suprafaţă $dF = dpdS$. Integrînd şi separînd partea reală de partea imaginară se obţine:

$$R_r=1-\frac{J_1(2kr_o)}{kr_o}$$

$$X_r=\frac{S_1(2kr_o)}{kr_o}$$

J_1 este funcţia Bessel de ordinul I de prima speţă, iar S_1 este funcţia lui Sturve de ordinul I. Dezvoltînd aceste funcţii în serie pentru cazul în care $kr_o < 1$ rezultă:

$$R_r=\frac{1}{2}(kr_o)^2[1-(kr_o)^2/6]$$

$$X_r=(8kr_o/3\pi)[1-(kr_o)^2/15]$$

Ţinînd cont că $(kr_o)^2 << 1$ se poate considera:

$$R_r=\frac{1}{2}(kr_o)^2 \quad \text{şi} \quad X_r=\frac{8}{3\pi}kr_o$$

Plecînd de la reactanţa mecanică de radiaţie se poate defini ca şi pentru sfera pulsantă o masă de radiaţie:

$$X_{mr}=X_rSZ_c=\frac{8}{3}\omega\rho r_o^3 \text{ , rezultă } m_r=\frac{8}{3}\rho r_o^3$$

În cazul pistonului liber radiaţiile celor două feţe interferă, pistonul se comportă practic ca un dipol acustic şi radiaţia acestuia va fi bidirecţională. Deci rolul ecranului este de a separa radiaţiile celor două feţe ale pistonului.

Multe traductoare electroacustice pot fi asimilate pistonului circular, printre acestea şi difuzoarele. Deoarece practic un ecran infinit nu poate fi realizat, dar chiar şi la dimensiuni finite fiind incomod de utilizat, s-au căutat alte modalităţi de separare. Astfel se utilizează pistonul montat într-o cuţie, prin care se închide radiaţia de spate a acestuia. Se realizează astfel o sursă pulsantă de debit $Q=\pi r_o^2 v_o$, care pentru $kr_o < 1$ este omnidirecţională (nu este directivă).

II. SISTEME MECANICE ŞI ACUSTICE

Fie o undă sinusoidală, plană progresivă, într-un fluid. În două puncte oarecare aflate la distanţa d pe direcţia de propagare, fazorii mărimilor de cîmp diferă cu un factor exp(-jkd). Dacă d este foarte mic în raport cu lungimea de undă λ, avem $kd < 1$ şi exponenţiala tinde către unitate. În consecinţă mărimile de cîmp în punctele considerate sînt egale în valori instantanee. Este ca şi cum timpul de propagare este nul, adică se pot separa variaţiile spaţiale de cele temporale.

Un dispozitiv fizic, care este sediul unor fenomene electromagnetice, mecanice sau acustice şi ale cărui dimensiuni sînt mici în raport cu lungimea de undă corespunzătoare, este un *sistem cu constante localizate*. De exemplu, un sistem electric cu constante localizate este constituit din componente reale ca: pile, generatoare, reostate, bobine, condensatoare, tranzistoare, întrerupătoare etc, legate prin fire conductoare. Trebuie în mod evident asigurat că cea mai mare dimensiune a unui dispozitiv este inferioară celei mai mici lungimi de undă utilizate.

Exemplul electric arată că studiul şi realizarea sistemelor cu constante localizate ridică două tipuri de probleme foarte diferite:

- Cele relativ la componente: Trebuie ştiut pe care le considerăm, cum să le realizăm, ce tehnologie utilizăm şi cum le dimensionăm în funcţie de valorile dorite.

- Cele de analiză şi sinteză a sistemului: Plecînd de la specificaţiile componentelor şi a legăturilor dintre ele, trebuie stabilite ecuaţiile, apoi rezolvate în funcţie de condiţiile iniţiale şi reciproc, trebiue găsite componenţa şi legăturile sistemului minim plecînd de la modul de funcţionare dorit.

În electroacustică aproape toate sistemele mecanice au o mişcare oscilatorie de translaţie într-o singură direcţie sau o mişcare de revoluţie în jurul unei singure axe. Este de aceea posibil de a le reprezenta printr-o schemă sau reţea de tip Kirchhoff. Această posibilitate există de asemenea şi pentru sistemele acustice.

2.1 Sisteme mecanice

În figura 2.1 se prezintă un sistem mecanic simplu, corespunzător în principiu celui al unui traductor de emisie sau recepţie. El este constituit dintr-o placă circulară plată, subţire şi rigidă, suspendată de jur împrejur de un suport inelar. Construcţia este în aşa fel, încît singura mişcare posibilă pentru placă este o oscilaţie de-a lungul axei în jurul poziţiei sale de echilibru. Ea se comportă ca un punct material de aceeaşi masă, supus aceloraşi forţe exterioare, avînd mişcarea descrisă de o singură mărime, de exemplu viteza. În consecinţă mişcarea sistemului se poate studia fără a considera că variaţiile spaţiale ale mărimilor sînt legate de variaţiile lor în timp. Lăsat după o

excitaţie, sistemul are o mişcare care se amortizează progresiv pînă la oprire. Amortizarea provine pe de o parte de la radiaţia acustică (forţele de reacţiune ale mediului se opun mişcării) şi pe de altă parte de la pierderile de energie prin frecări interne în suspensie. Mişcarea sistemului este determinată de masa plăcii care dezvoltă o forţă elastică, de amortizarea dată de transformarea energiei mecanice în alte forme de energie şi de forţele exterioare aplicate.

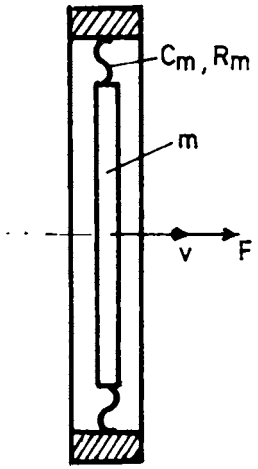


Fig.2.1

Un *sistem mecanic* este un ansamblu de *componente mecanice* într-o configuraţie dată. Componentele sale pot fi în mişcare unele în raport cu altele sau în raport cu un element de referinţă. În cazul în care mişcările sînt în jurul unei poziţii de echilibru, sistemul este vibrant. Dacă mişcările sînt de mică amplitudine, se poate considera că sistemul este liniar.

Mărimile caracteristice sistemelor mecanice sînt cele ce definesc mişcările acestora:

- Elongaţia ξ a unui punct al sistemului indică poziţia sa în raport cu poziţia de repaus $\xi = x - x_0$

- Viteza v a unui punct caracterizează variaţia în timp a elongaţiei $v=\dot{\xi}$

- Forţa F dezvoltată sau exercitată într-un punct.

Drept componente mecanice ale sistemului, care caracterizează legăturile dintre mărimile mecanice, se pot considera:

- *masa ideală* m - componenta pentru care mişcarea se efectuează fără deformări şi fără amortizări. Pentru a imprima o mişcare acestei componente trebuie să i se aplice o forţă exterioară F, egală şi opusă forţei de inerţie:

$$F=-F_m=m\dot{v} \ .$$

În regim sinusoidal $\underline{F}=j\omega m\underline{v}$.

Se observă că în cadrul analogiei în impedanţe (analogiei directe) masa în mecanică este echivalentul unei inductanţe în electricitate.

Între două puncte de viteze diferite o masă se simbolizează ca în figura 2.2.a. Una din extremităţi trebuie să fie întotdeauna la punctul de viteză nulă (referinţa mişcării).

- *Elasticitatea ideală* C_m - componenta lipsită de masă, la care mişcarea se face fără amortizare, dar cu deformare, ceea ce conduce la apariţia

unei forţe elastice proporţionale. Forţa exterioară aplicată unei elasticităţi este egală şi opusă forţei elastice F_e:

$$F = - F_e = \xi / C_m = K\xi$$

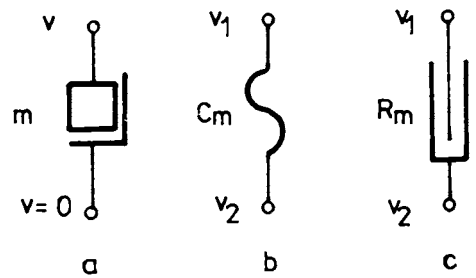


Fig.2.2

În regim sinusoidal

$$\underline{F} = \underline{\xi} / C_m = \underline{v} / j\omega C_m \ .$$

Simbolul grafic este reprezentat în figura 2.2.b.

- *Rezistenţa mecanică* R_m este componenta ideală reprezentînd amortizarea datorată transformărilor energiei mecanice în alte forme. În fluide, în cazul mişcărilor oscilatorii de mică amplitudine, forţa de frecare este proporţională cu viteza (frecare vîscoasă, cazul amortizorului).

$$F = - F_r = R_m v$$

La fel poate fi definită şi rezistenţa mecanică de radiaţie:

$P = R_{mr} v^2$, unde P este puterea acustică radiată.

Este ca şi cum R_{mr} este o rezistenţă mecanică care are o extremitate suprafaţa de radiaţie, de viteză v, şi cealaltă extremitate suportul (construcţia) sursei de radiaţie (viteză nulă).

În cadrul analogiei directe este echivalentă rezistenţei electrice şi are simbolul reprezentat în figura 2.2.c.

Se pot, de asemenea, defini prin analogie impedanţa mecanică, mobilitatea sau admitanţa mecanică, precum şi surse de forţă şi de viteză.

Să încercăm acum să reprezentăm simbolic sistemul mecanic de bază al traductoarelor electroacustice din figura 2.1. Pentru aceasta trebuie reperate punctele de legătură ale elementelor (punctele ce pot avea viteze diferite). În reprezentarea simbolică fiecărei viteze i se asociază o bară orizontală. Nu trebuie uitată bara de referinţă pentru viteza nulă. Pentru fiecare componentă a sistemului se inserează simbolul grafic potrivit. În exemplul nostru se disting două viteze: viteza v_1 a plăcii şi viteza nulă a suportului inelar. Între ele vom introduce succesiv, ca în figura 2.3, o masă m, reprezentînd placa, o elasticitate mecanică C_m şi o rezistenţă mecanică R_m reprezentînd suspensia elastică şi o sursă de forţă reprezentînd forţa exterioară aplicată sistemului. Pentru un traductor de emisie trebuie reprezentată şi impedanţa de radiaţie corespunzătoare, după cum am arătat în cazul pistonului circular, unei mase de radiaţie m_r.

Reprezentarea simbolică a unui sistem mecanic permite obţinerea imediată a schemei echivalente electrice inverse prin substituirea fiecărei componente cu simbolul elementului corespunzător. Se va avea grijă că o

rezistenţă mecanică R_m se reprezintă într-o schemă inversă printr-un element proporţional de valore $G_m = R_m^{-1}$. Prin dualitate se obţine schema echivalenţă directă.

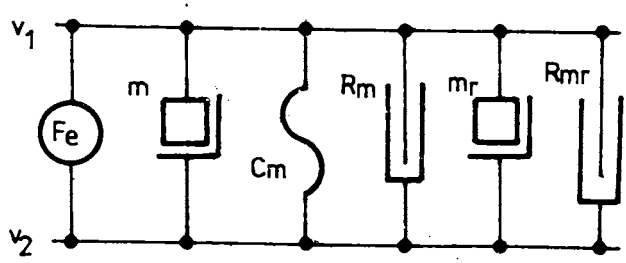


Fig.2.3

Trecerea prin reprezentarea simbolică nu este neapărat necesară. Schema inversă se obţine procedînd astfel:

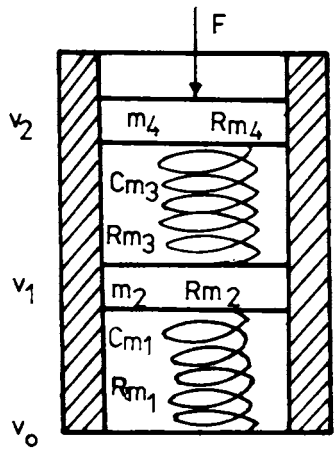
- Se stabilesc punctele de legătură între elemente;
- Fiecărui punct îi va corespunde o viteză, care se consemnează. Se va lua în considerare şi viteza nulă a suportului, care va fi mărimea de referinţă;
- Fiecare element identificat va fi reprezentat prin simbolul său, între două puncte de viteză diferite. Masele vor avea întotdeauna o extremitate la viteza de referinţă;
- Forţele exterioare intervin sub forma unor generatoare de forţă echivalente generatoarelor ideale de curent;
- Dacă mişcarea se transmite şi mediului, se va lua în considerare efectul acestuia printr-o admitanţă de radiaţie;

Procedînd astfel pentru sistemul mecanic din figura 2.4.a, se obţine schema electrică inversă din figura 2.4.b.

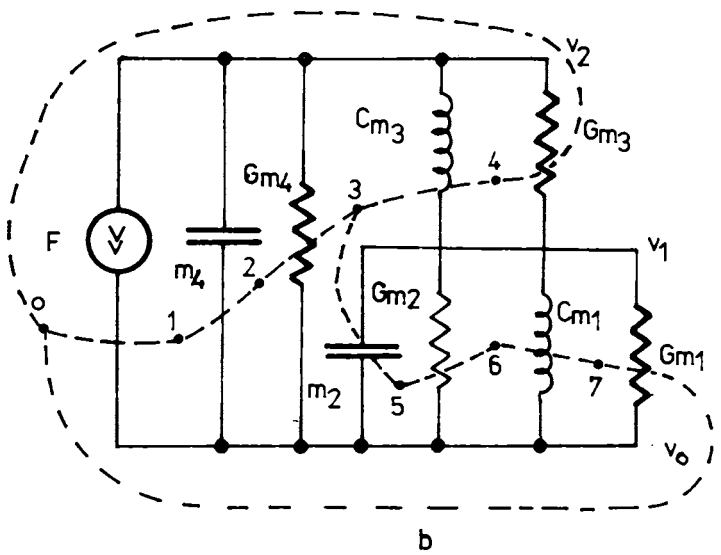
Pentru obţinerea schemei directe se procedează asfel:

- Se alocă cîte un nod fiecărui ochi de circuit şi în plus unul exterior circuitului;
- Se unesc nodurile prin ramuri astfel ca fiecare ramură să traverseze un singur element;
- Se inserează pe fiecare ramură dualul elementului traversat;
- Mărimile prin ramuri vor fi indicate prin semn adecvat;

Procedînd astfel pentru circuitul din figura 2.4.b, se obţine schema directă din figura 2.5.


F
v2
m4
Rm4
Cm3
Rm3
v1
m2
Rm2
Cm1
Rm1
vo

a


v2
1
Gm3
Cm3
4
Gm4
3
F
v1
m4
2
Gm2
Cm1
o
1
6
Gm1
m2
5
7
vo

b

Fig.2.4

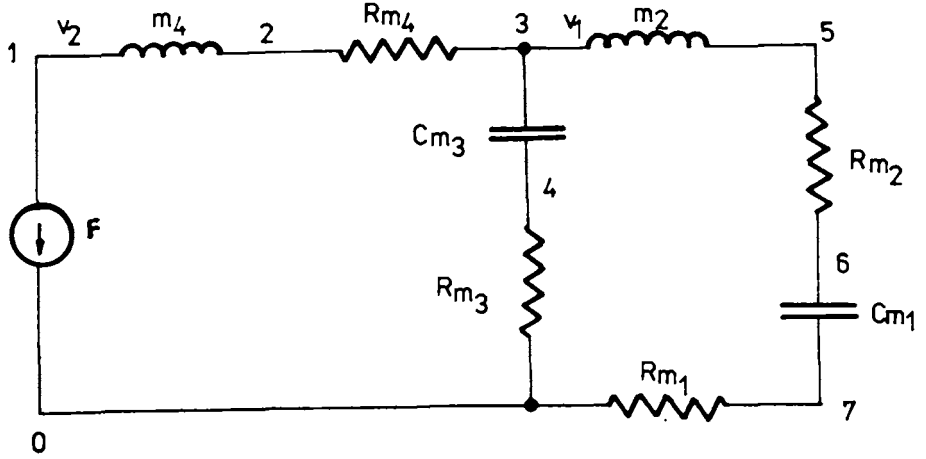


Fig.2.5

2.2 Sisteme acustice

O *componentă acustică* este un dispozitiv delimitînd şi incluzînd o porţiune de fluid. Diferitele componente acustice se disting între ele prin forma principală de energie pusă în joc. Astfel o cavitate cu pereţi rigizi, cu o deschidere prin care se aplică o presiune exterioară, datorată unei forţe aplicată să zicem prin intermediul unui piston, se comportă ca o elasticitate acustică, forţa fiind dată de expresia:

$F=S^2(E/V_s)\int_{-\infty}^{t} v dt$ sau se poate scrie presiunea:

$p=(E/V_s)\int_{-\infty}^{t} q dt$, unde:

S este secţiunea deschiderii, V_s volumul static al cavităţii, E modulul de elasticitate, q debitul de fluid la intrare, iar p presiunea acustică creată în cavitate.

Raportul $C_a = V_s/E$ s-a numit *elasticitate acustică* prin analogie cu elasticitatea mecanică.

Se observă că mărimile caracteristice *sistemelor acustice*, care sînt ansambluri de elemente acustice, sînt presiunea acustică şi debitul acustic q. Trecerea între cele două relaţii prezentate (expresiile forţei, respectiv presiunii) s-a făcut ţinînd cont că:

$F=pS$ şi $v=q/S$

Aceste relaţii caracterizează cuplajul mecano-acustic (dintre un sistem mecanic şi unul acustic). Din aceste relaţii se poate deduce:

$$p=F/S=m\dot{v}/S=(m/S^2)\dot{q}=m_a\dot{q}$$

S-a notat cu $m_a = m/S^2$, se numeşte *masă acustică* şi este elementul ideal delimitînd o porţiune de fluid aflat în mişcare oscilatorie, care se comportă ca un rigid nedeformabil. Este cazul tuburilor acustice deschise la ambele capete, în care viteza (debitul) este acelaşi în toate punctele.

$$m_a=\frac{m}{S^2}=\frac{\rho V}{S^2}=\frac{\rho l}{S}$$ (l- lungimea tubului)

Frecările fluidului de pereţi sînt caracterizate printr-o *rezistenţă acustică*, R_a. Acest element este predominant în tuburile acustice subţiri în care masa acustică este mică. Cu alte cuvinte rezistenţa acustică este componenta ideală care este sediul unei transformări de energie acustică într-o altă formă de energie, de exemplu în căldură. Rezistenţa acustică de radiaţie este un caz particular, în care energia nu este transformată, ci radiată în afara sistemului.

Pentru a explicita acţiunile exterioare asupra sistemului acustic se definesc sursele ideale omoloage celor din sistemele mecanice. Astfel, o *sursă de presiune* dezvoltă o presiune acustică indiferent de debit, iar o *sursă de debit* furnizează un debit independent de presiunea acustică.

Componentele acustice ideale au fost definite prin analogie formală cu cele mecanice. Problema care se pune este construcţia elementelor reale. Cum pentru sistemele electrice şi mecanice nu sînt realizabile decît componente aproximativ ideale, la fel şi pentru componentele acustice, calculul energiei potenţiale, cinetice şi disipate va permite determinarea elementelor reale ale sistemului.

În cazul unei ieşiri radiante, impedanţa terminală corespondentă este o impedanţă de radiaţie Z_{ar}. Tranşa de fluid terminal este asimilată unui piston circular de rază r_o. Pentru $kr_o < 1/2$ impedanţa de radiaţie se reduce la o reactanţă a unei mase m_r, căreia îi corespunde o masă acustică $m_{ar} = m_r/S^2$. Aceasta poate fi pusă sub forma: $m_{ar} = \rho l_c/S$, unde l_c este *corecţia de capăt*, adică lungimea cu care trbuie mărită lungimea iniţială a tubului (conductei), în cazul în care se ţine cont de masa de radiaţie. (vezi § 4.3.2)

Realizarea unei rezistenţe acustice se bazează pe forţele de frecare date de vîscozitatea fluidului, forţe care apar între straturile animate de viteze diferite, sau între fluid şi pereţii dispozitivului. Cu cît raza sau una din dimensiunile transversale ale conductei este mai mică, se obţine o rezistenţă acustică mai mare. Punerea în paralel a mai multor fante sau tuburi cu diametre mici conduce, de asemenea, la mărirea rezistenţei acustice.

O componentă acustică reală ca masă sau elasticitate are, de asemenea, pierderi prin frecare caracterizate de o rezistenţă acustică. În cazul

elasticităţii acustice pierderile sînt date în special de conducţia termică. Una din dificultăţile întîlnite în practică este determinarea precisă a efectelor de capăt şi a pierderilor. Aceasta este posibilă numai prin încercările pe un prototip, cînd prin ajustări succesive (modificarea volumului, lărgirea unei găuri etc.) se va obţine un comportament al sistemului construit în conformitate cu cel dorit, în toleranţele prescrise.

Studiul sistemelor acustice necesită cunoaşterea componentelor acustice şi interconexiunilor dintre ele. Plecînd deci de la descrierea lor fizică, vor trebui mai întîi localizate elasticităţile, masele şi rezistenţele acustice, de asemenea sursele de presiune şi/sau de debit şi radiaţiile în mediu şi apoi calculate.

În practică se procedează astfel:

- Se repereză mai întîi elasticităţile acustice, care sînt cavităţi sau volume şi se atribuie fiecăreia dintre ele o presiune acustică p_i;
- Se găsesc comunicaţiile dintre elasticităţi (conducte, fante, găuri), se decide pentru fiecare componenta potrivită (m_a sau R_a) şi i se atribuie fiecăreia un debit q_i de sens arbitrar;
- Se tratează la fel comunicaţiile cu exteriorul;
- Presiunea exterioară este presiunea de referinţă p_o;
- Condiţiile la limită asupra joncţiunilor cu exteriorul sînt reprezentate după caz prin surse ideale sau impedanţe de radiaţie. Astfel, unei joncţiuni radiante îi corespunde o impedanţă de radiaţie Z_{ar}, iar unei joncţiuni de intrare o impedanţă de intrare Z_{ai};
- Unei joncţiuni supuse unui cîmp acustic exterior îi corespunde o sursă ideală de presiune şi la fel, un debit impus de un dispozitiv exterior corespunde unei surse ideale de debit;

Schema directă a unui sistem acustic se obţine procedînd în continuare astfel:

- Fiecare elasticitate defineşte un nod căruia îi este atribuită presiunea acustică corespunzătoare p_i;
- Un nod exterior sistemului reprezintă presiunea de referinţă p_o.
- Se leagă nodurile prin ramuri, fiecare dintre ele traversînd una şi numai una din comunicaţii;
- Se leagă de asemenea nodurile cu nodul de referinţă p_o;
- Se atribuie fiecărei ramuri debitul corespunzător;
- Se introduce pe fiecare ramură simbolul (simbolurile) elementului corespunzător pe care-l traversează. Se cuprind, dacă este cazul şi impedanţele de radiaţie;
- Se introduc valorile elementelor;

Urmărind acest algoritm s-a obţinut schema din figura 2.6.b pentru sistemul acustic din figura 2.6.a.

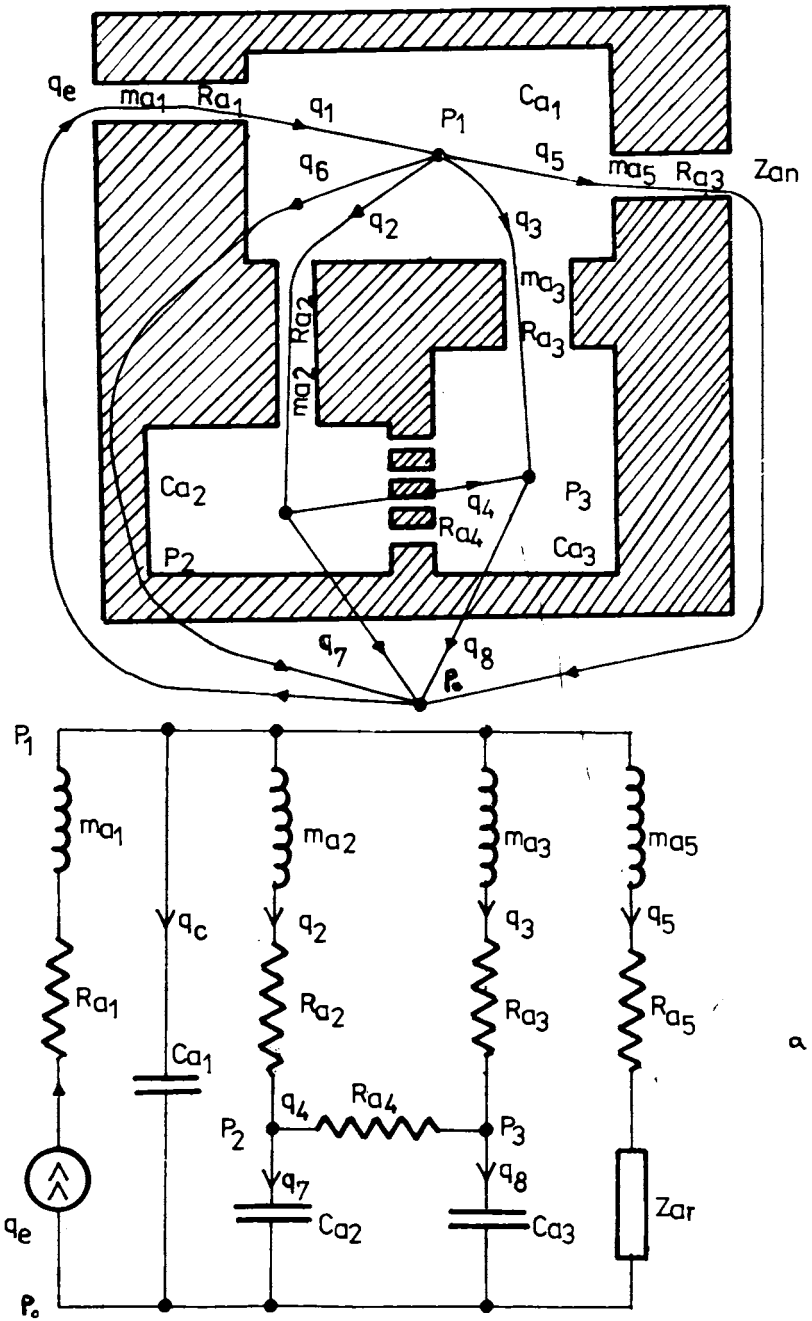

qe
ma1
Ra1
q1
P1
Ca1
q6
q5
ma5
Ra3
Zan
q2
q3
ma3
Ra2
Ra3
ma2
Ca2
q4
P3
Ra4
P2
Ca3
q7
q8
Po
b
P1
ma1
ma2
ma3
ma5
qc
q2
q3
q5
Ra1
Ra2
Ra3
Ra5
Ca1
q4
Ra4
P2
P3
q7
q8
qe
Ca2
Ca3
Zar
Po
a

Fig.2.6

2.3 Sistem mecano-acustic

Sistemul mecano-acustic reprezintă un sistem mecanic şi unul acustic cuplate printr-o suprafaţă de radiaţie S a unui piston sau a unei membrane. Am arătat că un piston sau o suprafaţă în mişcare transformă o mărime mecanică în mărime acustică sau invers conform relaţiilor $F = Sp$ şi $v = S^{-1}q$. Se observă că acestea sînt, de fapt, ecuaţiile unui biport de tip transformator sau girator. Se pot găsi patru reprezentări posibile ţinînd cont de variantele directe şi inverse ale schemelor sistemelor mecanice şi acustice. Acestea sînt reprezentate în figura 2.7.

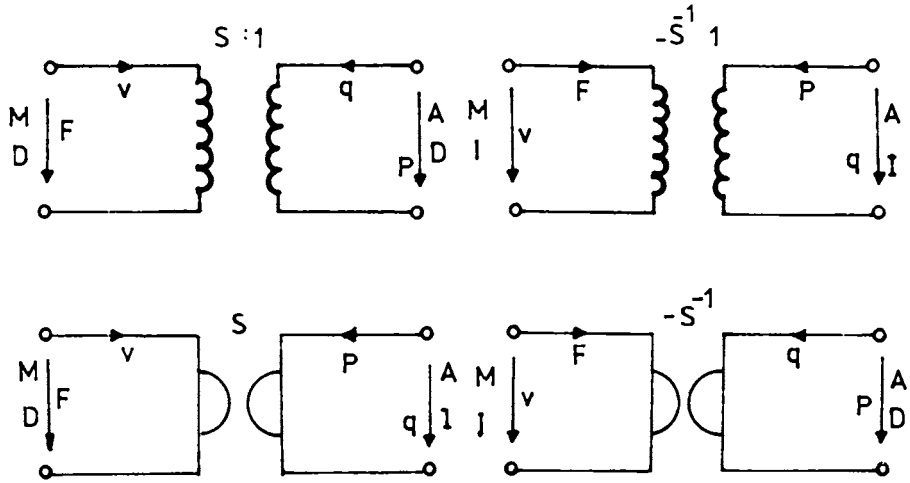


Fig.2.7

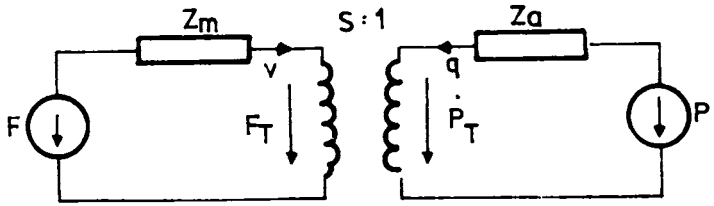


Fig.2.8

Schema echivalentă directă a unui sistem mecanoacustic este reprezentată în figura 2.8. În partea mecanică avem o sursă de forţă şi o impedanţă mecanică, iar în partea acustică o sursă de presiune şi o impedanţă acustică.

Pentru partea mecanică se poate scrie: $F = Z_m v + F_T$, pentru partea electrică: $p = Z_a q + p_T$,

iar pentru cuplaj: $F_T = Sp_T$ şi $v = - q/S$

Ţinînd cont de ecuaţiile cuplajului se poate scrie pentru forţă:

$F = Z_m v + S(p - Z_a q) = Z_m v + Z_a S^2 v + Sp$

La fel şi pentru presiunea acustică:

$p = Z_a q + Z_m q/S^2 + F/S$

Aceste ecuaţii permit reprezentarea cuplajului prin scheme fără transformator. Aceste posibilităţi sînt exemplificate în figura 2.9, unde s-au utilizat notaţiile:

$Z_{ma} = Z_a S^2$ - impedanţa mecanică echivalentă impedanţei acustice.

$Z_{am} = Z_m/S^2$ - impedanţa acustică echivalentă impedanţei mecanice.

$F_p = Sp$ - sursă de forţă echivalentă sursei de presiune acustică.

$p_F = F/S$ - sursă de presiune acustică echivalentă sursei de forţă.

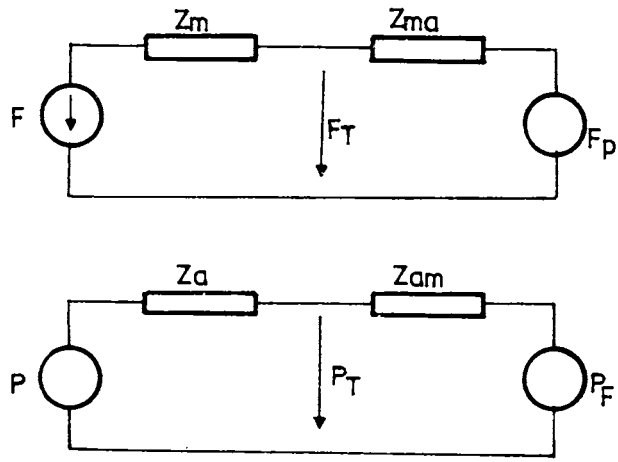


Fig.2.9

Schemele în care intervin mărimi exclusiv mecanice sau exclusiv acustice, ca acelea din figura 2.9, se vor numi scheme echivalente mecanice, respectiv acustice, deoarece au numai elemente de aceeaşi natură şi apar elemente echivalente ca acelea definite mai sus.

Sistemele care au aceleşi scheme echivalente se numesc analoge. Acestor sisteme li se pot transpune proprietăţile sistemelor electrice analoge. De exemplu, multor sisteme mecanice şi acustice le corespunde o schemă electrică echivalentă analogă unui circuit rezonant serie. Li se vor putea defini şi sistemelor mecanice şi acustice respective o frecvenţă de rezonanţă mecanică sau acustică, un factor de calitate mecanic sau acustic, o bandă de trecere etc.

Un circuit rezonant serie joacă adesea rolul unui filtru trece bandă, care are un domeniu util cuprins între o frecvenţă limită inferioară (joasă) f_j şi o frecvenţă limită superioară f_s. Rezonatoarele mecanice şi acustice pot fi însă utilizate şi în afara benzii de trecere. Se pot defini astfel trei domenii de utilizare, funcţie de frecvenţa de lucru:

1. Domeniu în care frecvenţa de lucru este mai mică decît f_j, cînd R_m sau R_a şi $j\omega m$ sau $j\omega m_a$ pot fi neglijate în raport cu $1/j\omega C_m$ sau respectiv $1/j\omega C_a$ şi deci $Z_m \approx 1/j\omega C_m$ respectiv $Z_a \approx 1/j\omega C_a$, numit domeniu controlat prin elasticitate.

2. Domeniu în care frecvenţa de lucru este mai mare decît f_s, cînd $Z_m \approx j\omega m$ şi $Z_a \approx j\omega m_a$, numit domeniu controlat prin masă.

3. Domeniu în care frecvenţa de lucru este cuprinsă între f_j şi f_s, cînd $Z_m \approx R_m$ şi $Z_a \approx R_a$, numit domeniu controlat rezistiv.

În domeniul 1 viteza şi respectiv debitul acustic sînt proporţionale cu frecvenţa, în domeniul 2 sînt invers proporţionale cu frecvenţa, iar în domeniul 3 sînt independente de frecvenţă.

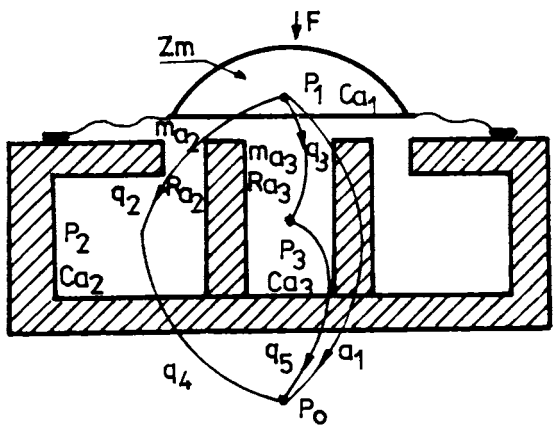


Fig.2.10

Pentru reprezentarea corectă a unui sistem mecano-acustic trebuie identificate componentele părţii mecanice şi celei acustice. Să considerăm de exemplu, sistemul din figura 2.10, care stă la baza traductoarelor electro-mecanice (vezi f 3.1).

Membrana împreună cu suspensia formează un rezonator mecanic, a cărui impedanţă am notat-o Z_m. Cuplajul cu sistemul acustic se face prin intermediul suprafeţei bazei calotei sferice a membranei.

Dacă asupra membranei acţionează o forţă F (ex. forţa electrodinamică datorată unei bobine ataşate membranei, bobină aflată într-un cîmp magnetic), acesta va determina apariţia în spaţiul de sub calotă (membrană) a unei presiuni p_1. Aceasta, la rîndul ei, determină apariţia unor debite de fluid spre cavităţile sistemului acustic (q_2 şi q_3) şi a debitului aparent q_1 datorat elasticităţii fluidului de sub membrană. Deschiderile spre cavităţile interioare vor fi caracterizate de cîte o masă şi cîte o rezistenţă acustică, iar cavităţile (volumele) interioare prin cîte o elasticitate acustică.

Procedînd, în continuare, conform cu regulile prezentate la reprezentarea sistemelor acustice se obţine schema din figura 2.11.

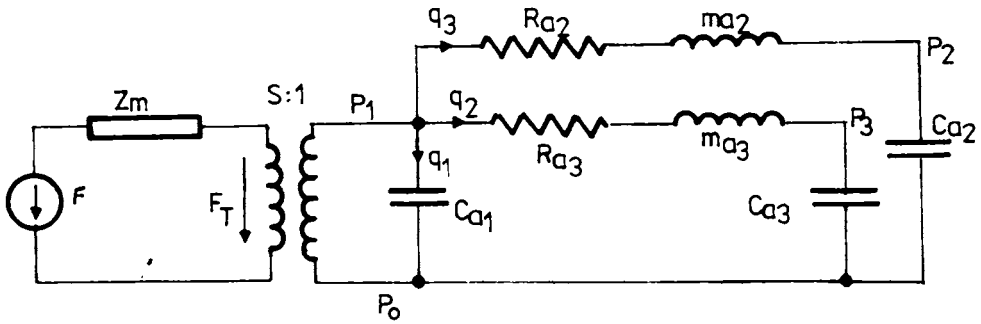


Fig.2.11

Suprimînd transformatorul de cuplaj, se poate obţine fie o schemă echivalentă electrică, fie o schemă echivalentă acustică prin raportarea elementelor unui sistem la celălalt. Se va putea, în felul acesta, face o analiză a sistemului mecano-acustic prezentat, prin analogie cu analiza unei scheme electrice.

III. DIFUZORUL ELECTRODINAMIC

3.1 Traductorul electrodinamic

Traductorul electrodinamic, care stă la baza construcţiei difuzoarelor electrodinamice, se bazează la rîndul său pe fenomenul de inducţie electromagnetică. Acesta este descris de relaţiile:

$e = u = - Blv$; $F_{mag} = Bli$

Se observă deci existenţa unui *coeficient de cuplaj electromecanic*, care este produsul dintre inducţia magnetică şi lungimea conductorului parcurs de curent (Bl).

În electroacustică, la realizarea uzuală a traductorului electrodinamic, conductorul mobil este în formă de bobină cilindrică a cărei axă este axa mişcării. Pentru aceasta inducţia B trebuie să fie radială. De aceea bobina este montată într-un întrefier inelar al unui circuit magnetic şi fixată solidar de sistemul mecanic pe care-l antrenează, ca în figura 3.1.a.

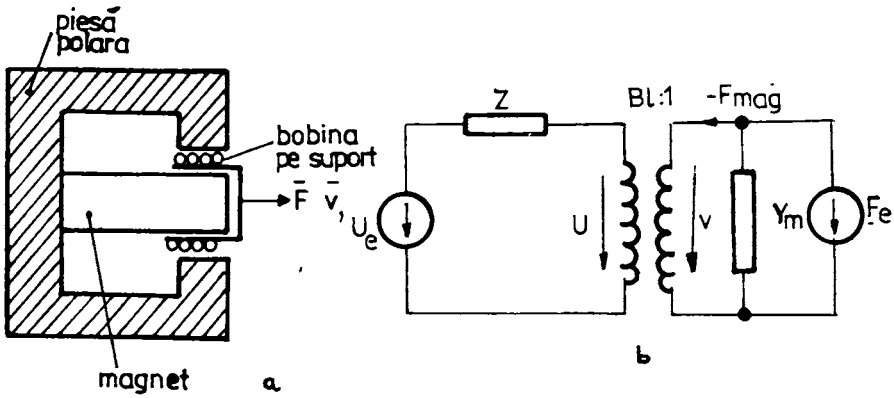


Fig.3.1

Acest cuplaj electromecanic poate fi reprezentat într-o schemă electrică cu ajutorul unui transformator ca şi în cazul cuplajelor mecano-acustice, după cum se poate observa în figura 3.1.b.

Impedanţa Z cuprinde rezistenţa electrică a înfăşurării şi inductanţa ei proprie, iar Y_m cuprinde masa dinamică a bobinei, rezistenţa mecanică datorată frecărilor şi elasticitatea sistemului de prindere. În cazul difuzoarelor, care transformă energia electrică în energie acustică (este un traductor emiţător), sursa ideală de forţă F_e nu apare ($F_e = 0$).

După cum am mai arătat la sistemele mecano-acustice, un cuplaj poate fi reprezentat printr-o schemă care să cuprindă numai mărimi de aceeaşi natură. Asfel schema echivalentă electrică a cuplajului electro-mecanic prezentat este cea din figura 3.2.

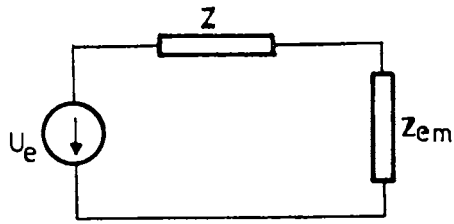


Fig.3.2

În figură, $Z_{em} = (Bl)^2/Z_m$ se numeşte *impedanţă cinetică* şi reprezintă partea electrică a efectelor mişcării părţii mecanice, sau mai general, a sistemului mecano-acustic. Impedanţa cinetică joacă un rol important în studiul traductoarelor electro-mecanice, deoarece generalizează toate procesele de conversie.

În cea mai mare parte a aplicaţiilor şi în cazul difuzoarelor electrodinamice în toate situaţiile, impedanţa mecanică Z_m este de forma $Z_m = R_m + j\omega m + 1/j\omega C_m$, deoarece sistemul mecanic antrenat este un rezonator.

3.2 Difuzorul electrodinamic: construcţie şi comportare în frecvenţă

Difuzorul electrodinamic este cel mai răspîndit tip de difuzor şi în decurs de peste 60 de ani de utilizare a fost continuu perfecţionat şi îmbunătăţit, în special prin căutarea de noi materiale care să asigure funcţionarea optimă a fiecărui subansamblu. Vom încerca să prezentăm problemele constructive ce se ridică şi limitările teoretice şi practice existente la ora actuală în construcţia şi utilizarea difuzoarelor electrodinamice. Să analizăm mai întîi componenţa unui difuzor electrodinamic, prezentată schematic în figura 3.3.

Din figură distingem:

- O membrană conică (diafragmă) cu simetrie circulară, suspendată elastic la bază cu o suspensie externă, iar la vîrf cu o suspensie internă, numită centraj, închisă cu o boltă din carton sau pînză cu rol de capac de protecţie contra prafului. Suspensia circulară externă reprezintă o zonă de ondulaţii concentrice situată la baza conului şi realizată din acelaşi material ca şi membrana sau din alte structuri elastice cum ar fi: cauciucul, masele plastice, pielea, etc. Centrajul sau suspensia internă, situat la linia de joncţiune dintre con şi bobină este confecţionat, în general, din ţesături impregnate.

- Bobina mobilă, al cărei suport cilindric este solidar cu membrana la vîrful acesteia.

- Circuitul magnetic al dispozitivului (traductorului) electrodinamic, care este alcătuit dintr-un magnet permanent, de formă inelară sau cilindrică şi din piesele polare corespunzătoare.

- Şasiul format din tablă ambutisată sau turnat din aluminiu.

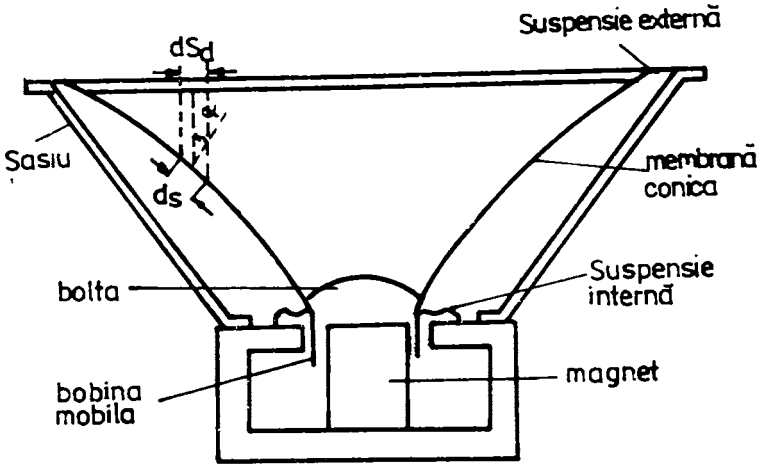


Fig.3.3

Ca sursă de sunet difuzorul electrodinamic se aseamănă cu pistonul circular rigid (se presupune că membrana în mişcarea sa nu se deformează). Vom considera iniţial (pentru studiu) difuzorul montat în ecran infinit. De o parte şi de alta a ecranului şi în domeniul de frecvenţă în care dimensiunile membranei (raza bazei conului) sînt inferioare lungimii de undă a sunetului, difuzorul se comportă ca o mică sursă pulsantă. Debitul acustic dq creat de un element al suprafeţei membranei în mişcare dS este: $dq = v_d \cos\alpha dS$, unde unghiul α este acela format între direcţia de mişcare şi normala la elementul de suprafaţă. Dar $dS\cos\alpha$ este dS_d - proiecţia lui dS pe baza conului membranei. Deci $q_d = S_d v_d$, unde S_d este suprafaţa bazei conului membranei.

Din definiţia benzii de trecere în frecvenţă, presiunea acustică creată de difuzor la o distanţă dată trebuie să fie independentă de frecvenţă în acest domeniu. Pentru o sursă omnidirecţională am arătat (§ 1.3.1) că puterea acustică radiată este $P_a = R_{ar} q_d^2$. Difuzorul, fiind practic un piston circular rigid, $R_{ar} = 1/2(Z_c/S_d)(kr_o)^2$, creşte cu pătratul frecvenţei. Deci, pentru ca puterea acustică să rămînă constantă, se impune ca debitul acustic să fie invers proporţional cu frecvenţa. Sistemul mobil, constituit din con, bobină, suspensii, fiind un rezonator mecanic, va crea un debit invers proporţional cu frecvenţa atît timp cît va fi [illegible] prin masă (§ 2.3), adică atît timp cît

va lucra deasupra frecvenţei de rezonanţă. Se poate deci considera frecvenţa de rezonanţă a difuzorului ca limită inferioară a benzii de trecere.

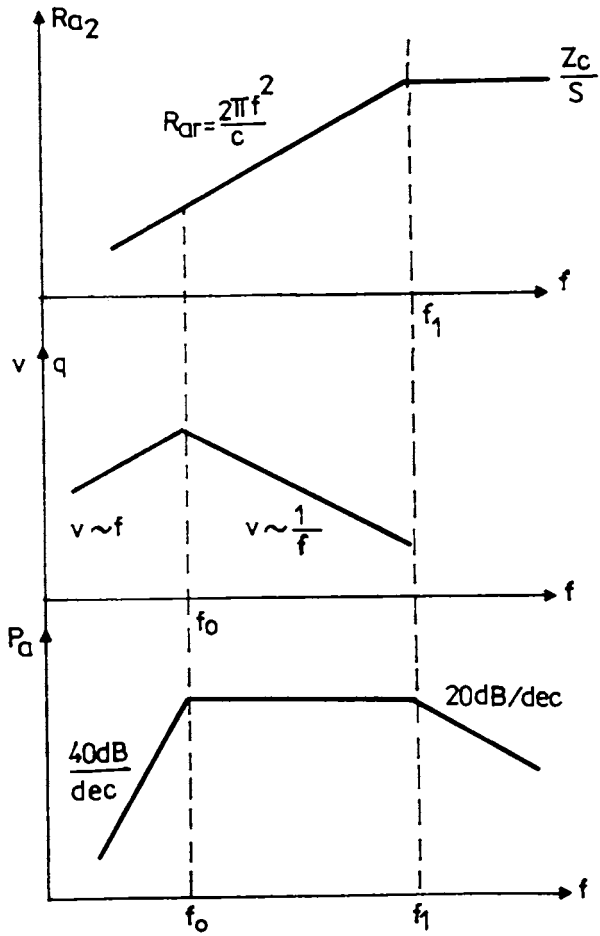


Fig.3.4

Acest lucru se întîmpla atît timp cît kr_o era mai mic decît 1. Pe măsură ce frecvenţa creşte, creşte şi kr_o şi pentru pistonul circular rigid rezistenţa acustică de radiaţie (R_{ar}) devine practic constantă (f 1.3.2) îndată ce $kr_o \geq \sqrt{2}$. Fiind controlat prin masă, puterea radiată va descreşte cu

pătratul frecvenţei şi frecvenţa pentru care este îndeplinită această condiţie corespunde frecvenţei limită superioare a benzii de trecere a difuzorului:

$$f_1 = c/\sqrt{2}\pi r_o$$

În toate aceste relaţii, prin r_o s-a notat raza bazei conului membranei difuzorului.

În figura 3.4 s-a construit prin însumare grafică banda de frecvenţă utilă a puterii acustice radiate de un difuzor.

Se observă deci, că pentru a avea o bandă largă este necesar ca frecvenţa de rezonanţă a difuzorului să fie cît mai mică, adică echipajul mobil să aibă o masă cît mai mică, iar frecvenţa f_1 să fie cît mai mare, adică raza bazei conului membranei să fie cît mai mică. Această ultimă cerinţă este, după cum se observă, contradictorie cu cea pentru o putere acustică mare (S_d mare) şi nu se va putea întotdeauna realiza compromisul dorit.

Studiul proprietăţilor difuzorului electrodinamic îl vom face mai amănunţit construind schema echivalentă obţinută în urma analogiilor cu un sistem electric. Reprezentînd cuplajele (cel mecano-electric şi cel mecano-acustic) prin biporţi, după cum am arătat în capitolele anterioare, se obţine schema din figura 3.5.

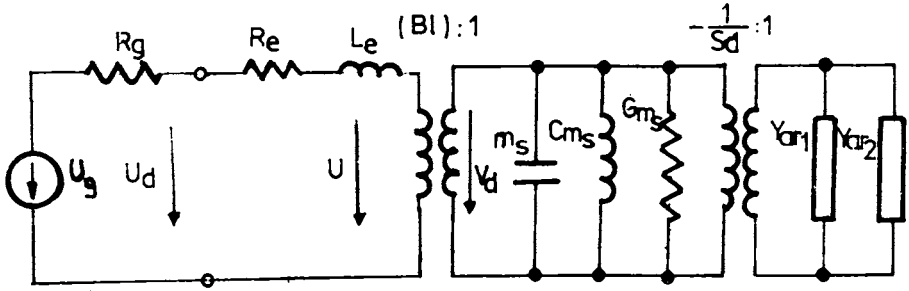


Fig.3.5

În figură se disting trei părţi:

- Partea electrică, care cuprinde amplificatorul audio ce furnizează puterea electrică necesară şi bobina difuzorului. Într-o primă aproximaţie, amplificatorul se comportă ca o sursă reală de tensiune U_g şi rezitenţă internă R_g, rezistenţă care include şi rezistenţa electrică a firelor de legătură. Bobina este reprezentată de rezistenţa electrică R_e, care include pierderile Joule în bobină, pierderile prin histerezis şi cele datorate curenţilor Foucault în circuitul magnetic al traductorului şi inductanţa proprie a bobinei, L_e. Aceste elemente sînt conectate în serie. Se poate face şi o reprezentare în paralel, dar biportul utilizat pentru reprezentarea cuplajului electrodinamic nu mai poate fi de tip transformator şi este mai puţin comod.

- Partea mecanică, care cuprinde masa m_s a sistemului mobil (bobină, membrană, suspensii), elasticitatea mecanică C_{ms} a sistemului, datorată celor două suspensii elastice, şi o rezistenţă mecanică de pierderi R_{ms}, datorată frecărilor în suspensii în special. Reprezentarea în schemă echivalentă inversă (vezi sisteme mecanice) pune în evidenţă uşor viteza membranei difuzorului v_d în raport cu şasiul.

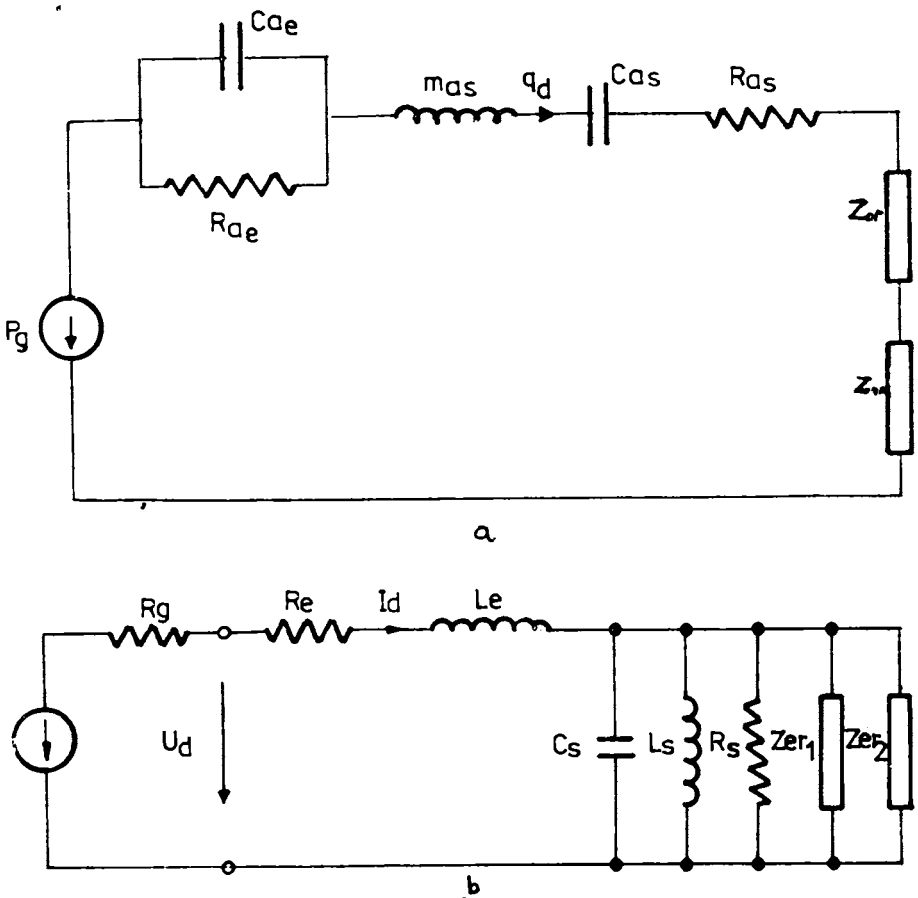


Fig.3.6

- Partea acustică, considerînd difuzorul montat în ecran infinit cuprinde admitanţele de radiaţie Y_{ar1} şi Y_{ar2}, una pentru radiaţia de faţă, iar cealaltă pentru radiaţia de spate. Reprezentarea prin admitanţe a fost impusă de utilizarea transformatorului în reprezentarea cuplajului şi a schemei echivalente inverse în partea mecanică.

- Coeficientul de cuplaj electrodinamic (raport de transformare între partea electrică şi cea mecanică) este produsul Bl (B este inducţia în întrefier,

iar l lungimea conductorului bobinei). Coeficientul de cuplaj mecano-acustic este - $1/S_d$. Semnul minus apare deoarece debitul creat apare ca o reacţiune a mediului (fluidului).

Suprimarea transformatoarelor de cuplaj, prin raportarea impedanţelor numai la una din părţi, conduce la o schemă echivalentă acustică sau la o schemă echivalentă electrică ca acelea din figura 3.6.a, respectiv 3.6.b.

În aceste scheme s-au făcut notaţiile:

$$p_g = \frac{Bl}{S_d(R_g + R_e + j\omega L_e)} U_g$$

$$R_{ae} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2(R_g + R_e)}$$

$R_{as} = R_{ms}/S_d^2$; $m_{as} = m_s/S_d^2$; $C_{as} = S_d^2 C_{ms}$, sau respectiv
$L_s = C_{ms}(Bl)^2 = C_{as}(Bl)^2/S_d$
$C_s = m_s/(Bl)^2 = m_{as}S_d^2/(Bl)^2$
$R_s = (Bl)^2/R_{ms} = (Bl)^2/S_d^2 R_{as}$
$Z_{er} = (Bl)^2/S_d^2 Z_{ar}$

În domeniul frecvenţelor joase, adică în jurul frecvenţei de rezonanţă, se pot neglija reactanţa inductivă electrică a bobinei ωL_e în raport cu rezistenţa electrică a acesteia. Pe de altă parte avem îndeplinită şi condiţia $kr_0 < 1$ şi reactanţa de radiaţie, care este predominantă în impedanţa de radiaţie, corespunde unei mase de radiaţie m_r, care poate fi comasată cu masa sistemului. Se obţine astfel o masă totală

$m'_{as} = m_{as} + 2m_{ar} = (m_s + 2m_r)/S_d^2$.

Se obţin astfel schemele simplificate din figura 3.7, în care

$p_g = BlU_g/(R_g + R_e)S_d$, iar $C'_s = m'_{as}S_d^2/(Bl)^2$

Plecînd de la aceste scheme simplificate se pot defini următorii parametri de semnal mic:

- Frecvenţa de rezonanţă a sistemului mobil

$$f_{os} = 1/2\pi\sqrt{m'_s C_{ms}} = 1/2\pi\sqrt{m'_{as} C_{as}} = 1/2\pi\sqrt{C'_s L_s}$$

- Volumul de aer echivalent, care este volumul de aer cuprins într-un spaţiu şi care are aceeaşi elasticitate acustică cu aceea a sistemului mobil (elasticitate mecanică raportată la partea acustică)

$V_{as} = \rho c^2 C_{as}$

- Factorul de calitate electric la frecvenţa de rezonanţă, care reprezintă pierderile în dispozitivul electrodinamic (calculat pentru cazul în care $R_g = R_{as} = 0$)

$Q_{es} = \omega_{os} C'_s R_e = 1/\omega_{os} C_{as} R_{ae}$

- Factorul de calitate mecanic la frecvenţa de rezonanţă, care defineşte pierderile mecanice ale sistemului mobil, considerînd pierderile electrice nule ($R_e = 0$, C_s

$$Q_{ms} = \omega_{os} C'_s R_s = 1/\omega_{os} C_{as} R_{as}$$

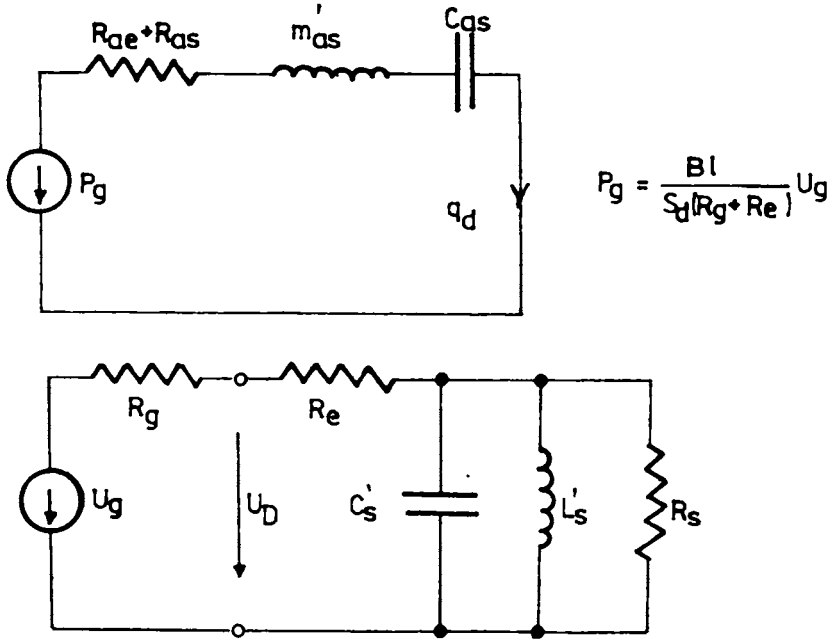


Fig.3.7

- Factorul de calitate total la frecvenţa de rezonanţă, care defineşte pierderile totale ale difuzorului, fără a ţine seama de amplificatorul audio

$$Q_{ts} = \omega_{os} C'_s R_e R_s/(R_e + R_s) = Q_{es} Q_{ms}/(Q_{es} + Q_{ms})$$

Ţinînd cont acum şi de rezistenţa nenulă a sursei de semnal se introduc (definesc) factorul de calitate electric şi factorul de calitate total

$$Q_e = \omega_{os} C'_s (R_e + R_g) = Q_{es}(R_e + R_g)/R_s$$

$$Q_t = Q_e Q_{ms}/(Q_e + Q_{ms}) = Q_{ts}(R_e + R_g)/R_g$$

După schema echivalentă acustică acelaşi factor de calitate total poate fi scris:

$$Q_t = 1/\omega_{os} C_{as}(R_{ae}+R_{as}) = \sqrt{m'_{as}/C_{as}}/(R_{ae}+R_{as})$$

Se observă că rezistenţa sursei de semnal (a amplificatorului) măreşte factorii de calitate electric şi total.

În funcţie de aceste mărimi se poate calcula şi coeficientul de cuplaj între partea electrică şi partea mecanică, produsul Bl:

$$Bl = R_e S_d^2 c^2/\omega_{os} V_{as} Q_{es}$$

Din schema echivalentă acustică se poate calcula debitul acustic creat (generat) de membrana difuzorului:

$$q_d=\frac{p_g}{R_{ac}+R_{as}+j\omega m'_{as}+1/j\omega C_{as}}$$

Ţinînd cont că sursa de presiune acustică p_g este de fapt tensiunea furnizată de sursa de semnal raportată la partea acustică a difuzorului şi de definiţia parametrilor de semnal mic (frecvenţă de rezonanţă, factori de calitate) această expresie poate fi adusă la forma:

$$q_d=q_s\frac{G_s(j\omega/\omega_{as})}{(j\omega/\omega_{as})}$$, unde s-au notat:

$q_s = S_dU_g/BlQ_e$, care este independent de frecvenţă

$$G_s(j\omega/\omega_{as})=\frac{(j\omega/\omega_{as})^2}{(j\omega/\omega_{as})^2+(j\omega/\omega_{as})Q_t^{-1}+1}$$, care este funcţia de transfer

normalizată în frecvenţă şi corespunde unei funcţii de transfer a unui filtru trece sus de ordinul 2.

Avînd debitul se poate determina şi puterea acustică radiată de difuzor:

$$P_a=R_{ar}q_d^2=\frac{Z_c(kr_o)^2}{2S_d}\cdot\frac{q_s^2|G_s(j\omega/\omega_{as})^2|}{(\omega/\omega_{as})^2}=\frac{2\pi\rho f_{as}^2 q_s^2}{c}\cdot|G_s(j\omega/\omega_{as})|^2$$

Deci după cum am estimat iniţial, pentru frecvenţe sub frecvenţa de rezonanţă puterea acustică radiată scade după pătratul modulului unui filtru trece sus de ordinul 2, deci cu 40 dB/dec. Şi puterea acustică are o dependenţă de frecvenţă, care este influenţată de factorul de calitate total al difuzorului. Notînd cu P_{as} partea independentă de frecvenţă a puterii acustice, curbele de răspuns ale puterii radiate, ca şi ale presiunii acustice, în valori relative sînt date de:

$$10lg(P_a/P_{as})=20lg(\tilde{p}/\tilde{p}_s)=20lg|G_s(j\omega/\omega_{as})|$$

Aceste curbe au fost reprezentate în figura 3.8.a, avînd factorul de calitate total drept parametru. În abscisă frecvenţa a fost gradată în octave în raport cu frecvenţa de rezonanţă a difuzorului.

În funcţie tot de debitul acustic este şi elongaţia deplasării membranei. Aceasta va avea, de asemenea, o componentă independentă de frecvenţă multiplicată cu o funcţie dependentă de frecvenţă care se poate deduce din G_s. Elongaţia fiind integrala vitezei, iar viteza depinde de debit prin intermediul suprafeţei S_d se poate deduce:

$\xi_d = \xi_s x_s$

$\xi_s = q_s/\omega_{as}S_d = U_g/\omega_{as}Q_eBl$

$x_s = G_s(j\omega/\omega_{as})/(j\omega/\omega_{as})^2$

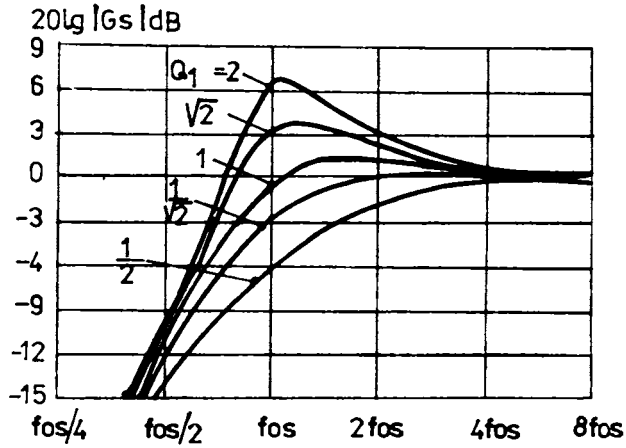


Fig.3.8.a

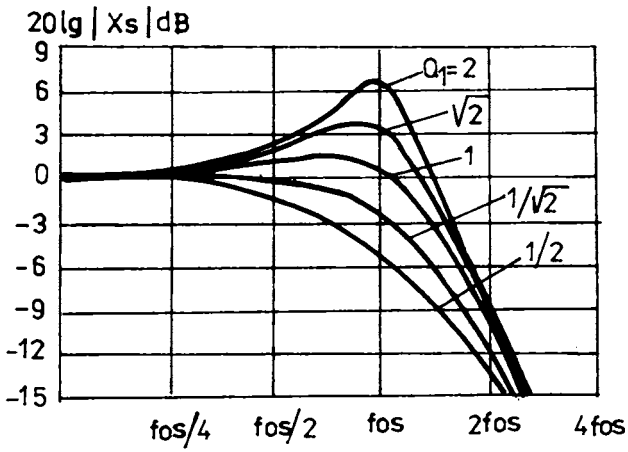


Fig.3.8.b

Figura 3.8.b prezintă curbele de răspuns ale lui x_s funcţie de frecvenţă. Se observă că sînt simetrice în raport cu f_∞ cu cele ale lui G_s din figura 3.8.a. O valoare mai mare decît ξ_s a lui ξ_d se obţine în jurul frecvenţei de rezonanţă în condiţiile în care factorul de calitate total este supraunitar. Cînd Q_t este subunitar valoarea maximă a lui x_s este 1 şi elongaţia maximă a

membranei este ξ_s. Aceste aspecte au importanţă la stabilirea elongaţiei maxime admise pentru membrană în vederea stabilirii puterii electrice admisibile aplicabile difuzorului.

Din schema echivalentă electrică la frecvenţe joase se poate calcula impedanţa de intrare a difuzorului ca $Z_d = U_d/I_d$

$$Z_d = R_e + \frac{j\omega R_s L_s \cdot 1/j\omega C_s}{j\omega R_s L_s + R_s/j\omega C_s + L_s/C_s}$$

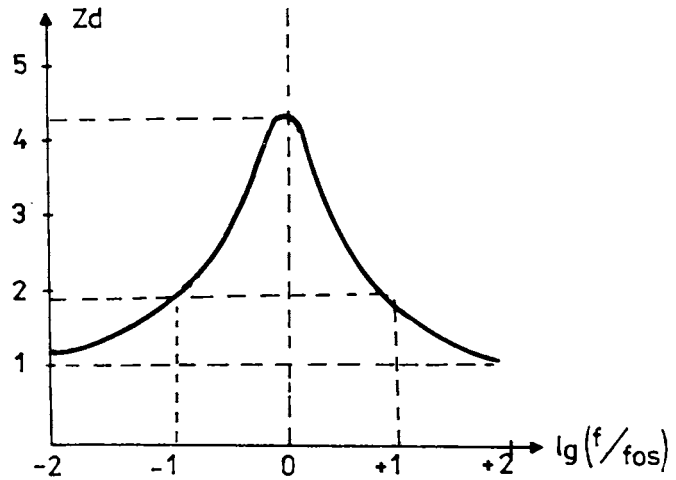


Fig.3.9

Raportînd-o la R_e şi reprezentînd-o grafic funcţie de f/f_{os} se obţine, după cum se poate vedea şi din figura 3.6.b, o curbă de rezonanţă paralel, care este reprezentată în figura 3.9. Această curbă este foarte importantă deoarece prin proprietăţile sale, construind-o practic, permite determinarea parametrilor de semnal mic ai difuzorului, după cum vom vedea în paragraful 3.6.

În domeniul frecvenţelor înalte, adică în jurul lui f_1, se poate considera $\omega L_e >> R_e$ şi $\omega m'_{as} >> R_{ac} + R_{as}$. Schema echivalentă acustică iniţială se simplifică şi devine cea din figura 3.10, unde $p_g = BlU_g/j\omega L_e S_d$

Analiza acestei scheme scoate în evidenţă o rezonanţă serie dată de C_{ac} şi m'_{as} la o frecvenţă f'_o care este cu circa 1/2 de octavă deasupra frecvenţei f_1. Peste această frecvenţă puterea acustică va scădea cu 40 dB/dec, deoarece devine proporţională cu $1/f^4$.

Comportamentul în înaltă frecvenţă se îndepărtează însă notabil de cel prevăzut deoarece membrana difuzorului nu se comportă ca un piston rigid. Viteza nu este aceeaşi în toate punctele deoarece membrana se deformează şi suprafaţa radiantă se modifică. Curba de răspuns a presiunii acustice păstrează valori importante şi peste frecvenţa f_1, dar cu ondulaţii puternice. Ea prezintă

în această zonă maxime şi minime importante care fac difuzorul inutilizabil, după cum se poate observa şi din figura 3.11.

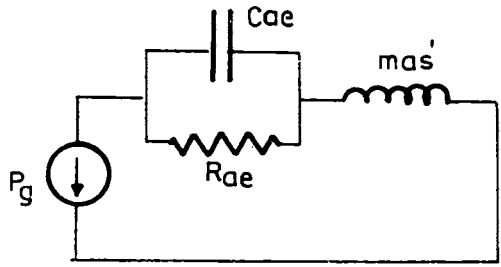


Fig.3.10

După frecvenţa f_1 nici radiaţia nu mai este omnidirecţională.

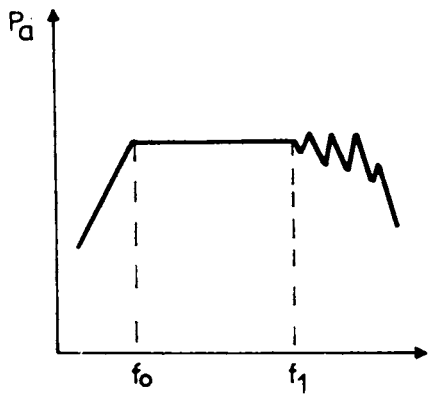


Fig.3.11

De asemenea, la frecvenţe înalte nu mai este posibil să se neglijeze reactanţa inductivă a bobinei în raport cu rezistenţa electrică în cadrul impedanţei difuzorului. Modulul acestei impedanţe are, după maximul rezonanţei de la frecvenţa f_{os}, un minim foarte larg, situat tipic la 10 - 20 % deasupra palierului teoretic. Din punct de vedere al frecvenţei acest minim este situat în mijlocul benzii de trecere, unde puterea de radiaţie este independentă de frecvenţă. Comportarea în frecvenţă a impedanţei difuzorului este reprezentată grafic în figura 3.12.

În domeniul frecvenţelor de lucru ($f_o < f < f_1$) se poate deci considera impedanţa difuzorului ca fiind $Z_d=(1,2+1,5)R_e$.

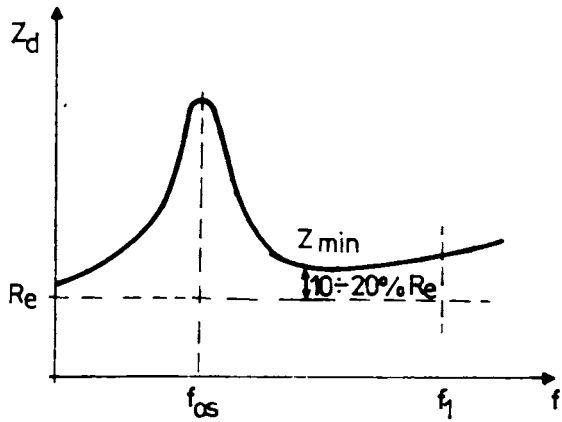


Fig.3.12

3.3 Mărimi caracteristice difuzoarelor

Pentru a putea folosi un difuzor în mod judicios este necesar să fie cunoscute o serie de mărimi care îl caracterizează. Fiind utilizat pentru a crea un cîmp acustic, o primă importanţă o are puterea acustică radiată. De aceea pentru difuzoare o mărime care interesează este randamentul.

- Randamentul este în general pentru un difuzor raportul dintre puterea radiată şi puterea electrică absorbită. Dar amîndouă depind de frecvenţă şi randamentul nu ar avea o singură valoare. De aceea se defineşte o putere electrică de referinţă disponibilă, care este aceea furnizată de sursă pe o rezistenţă pură egală cu R_e măsurată în curent continuu.

$P_{er} = U_d^2/R_e = R_e U_g^2/(R_e + R_g)^2$

În domeniul de frecvenţă util puterea acustică este practic constantă deoarece $|G_s| \approx 1$.

$P_{as} = 2\pi\rho_o f_{os}^2 q_{as}^2/c$

Rezultă deci că randamentul poate fi calculat cu:

$$\eta = \frac{2\pi\rho_o f_{os}^2 S_d^2 (R_e+R_g)^2}{c(Bl)^2 R_e Q_e^2} = \frac{\rho_o (Bl)^2}{2\pi c R_e S_d^2 m'^2_{as}}$$

Ţinînd cont de expresiile volumului de aer echivalent V_{as} şi a factorului de calitate electric Q_{es}, randamentul poate fi exprimat prin intermediul parametrilor de semnal mic:

$$\eta = \frac{4\pi f_{as}^3 V_{as}}{c^3 Q_{es}}$$

Tipic randamentul unui difuzor este cuprins între 0,3 % şi 3 %. Valoarea mică a randamentului se explică prin valoarea mică a rezistenţei de radiaţie R_{ar} în raport cu celelalte rezistenţe din schema echivalentă acustică. Mărirea randamentului, după cum se poate observa din formula acestuia, poate fi obţinută prin mărirea coeficientului de cuplaj electro-mecanic (Bl) şi creşterea suprafeţei bazei conului membranei (deoarece $m_{as} = m_s/S_d^2$).

- Tensiune de intrare maximă admisă - Tensiunea de intrare este limitată de elongaţia maximă pe care sistemul o suportă fără să se deterioreze şi de capacitatea dispozitivului electromagnetic de a disipa căldura degajată datorită pierderilor. Înainte de a se distruge însă, elongaţia deplasării membranei este limitată de efectul neliniarităţilor deplasărilor asupra distorsiunilor. Deci elongaţia este limitată la o valoare de vîrf $\hat{\xi}_h$, care corespunde unui coeficient de distorsiuni admis. Acesteia îi va corespunde un volum de deplasare de vîrf limitat de distorsiuni $V_d = S_d \hat{\xi}_h$, care este volumul de aer (fluid) deplasat de conul difuzorului la elongaţia maximă.

Deplasarea membranei depinde şi ea de frecvenţă prin intermediul funcţiei $x_s(j\omega/\omega_{as}) = 1/[(j\omega/\omega_{as})^2 + (j\omega/\omega_{as})Q_{ts}^{-1} + 1]$, funcţie ce a fost prezentată în graficele din figura 3.8.

Se impune deci ca $\sqrt{2}\xi_s x_{max} \le \hat{\xi}_h$

Înlocuind expresiile lui ξ_s şi $\hat{\xi}_h$ se deduce pentru tensiunea aplicată difuzorului condiţia:

$$U_g \le \frac{V_d Q_e \omega_{as} (Bl)}{\sqrt{2} S_d x_{max}}$$

Utilizînd această valoare a tensiunii se pot calcula *puterile electrică şi acustică limitate de elongaţie*:

$$P_{e\xi} = \pi \rho c^2 Q_{es} f_{as} (V_d^2 / V_{as}) x_{max}^{-2}$$

$$P_{a\xi} = \eta P_{e\xi} = 4\pi^3 (\rho / c) f_{as}^4 V_d^2 x_{max}^{-2}$$

Am arătat anterior că x_{max} depinde de factorul de calitate total şi are valoarea 1 pentru $Q_{ts} < 1$ (vezi figura 3.8.b).

Aceste valori ale puterilor reprezintă puterea electrică maximă ce poate fi aplicată unui difuzor, respectiv puterea acustică maximă creată de acesta în condiţiile nedepăşirii unui coeficient de distorsiuni admis.

Utilizarea difuzoarelor necesită cunoaşterea anumitor mărimi specifice, furnizate în marea lor majoritate de constructori. Acestea sînt normalizate internaţional (ex CEI 268-5, CEI 268-14, AES 2). Dintre acestea amintim:

- Puterea nominală P_n - puterea electrică aparentă ce poate fi aplicată unui difuzor, pentru care temperatura elementelor constitutive nu depăşeşte o anumită valoare (de exemplu 65°) şi distorsiunile armonice evaluate la 1000 Hz nu depăşesc o anumită valoare (ex.3 %).

- Banda de trecere nominală B_n - domeniul de frecvenţă, specificat prin limitele de jos şi de sus, atribuită difuzorului de constructor, conform uzajului prevăzut.

Curba de răspuns a presiunii acustice a unui difuzor, specificată de constructor, trebuie măsurată în următoarele condiţii particulare:

1. Trebuie respectată legea de descreştere a presiunii acustice cu 1/r, adică măsurătoarea trebuie efectuată în cîmp liber;

2. Difuzorul trebuie montat pe un ecran limitat (de exemplu cel recomandat de CEI cu dimensiunile 135 x 165);

3. Distanţa de măsură dintre microfon, plasat pe axul difuzorului, şi difuzor (pistonul echivalent) trebuie să fie de 0,5 m. Dacă diametrul difuzorului este mai mare de 0,25 m această distanţă trebuie mărită. Această condiţie este necesară pentru a putea considera microfonul plasat în cîmp îndepărtat;

4. Puterea de intrare trebuie să fie o zecime din puterea nominală.

- Banda de trecere utilă B_u - este domeniul de frecvenţă dintre limitele de jos şi de sus, la care răspunsul este cu 10 dB sub cel de referinţă din zona mediană. Acesta din urmă prezentînd neregularităţi, referinţa se calculează ca media răspunsurilor pe o octavă. Nu sînt luate în considerare vîrfurile sau minimele înguste, în principiu cele sub o optime de octavă. Banda utilă nu coincide întotdeauna cu banda nominală de frecvenţă;

- Impedanţa nominală Z_n - valoarea rezistenţei pure care trbuie să înlocuiască difuzorul pentru a determina puterea furnizată de sursă în cazul utilizării în condiţii nominale a difuzorului (condiţii prescrise). Această impedanţă are valori normalizate (ex. 2, 4, 8, 15, 25, 50, 100 ohmi, etc.). În practică valoarea impedanţei nominale se consideră valoarea medie a impedanţei difuzorului în domeniul de frecvenţă nominal. Astfel un difuzor cu Z_n = 8 ohmi prezintă o impedanţă minimă de 5,5 - 6,5 ohmi şi o rezistenţă a bobinei în curent continuu R_e = 4,5 - 6 ohmi. Nu există însă nici o relaţie între Z_n, Z_{min} şi R_e.

Constructorii furnizează în general caracteristica impedanţei de intrare a difuzorului în funcţie de frecvenţă.

- Eficacitatea caracteristică - presiunea acustică creată de difuzor, pe ax, la o distanţă de 1 m, pentru care difuzorul, montat pe un ecran limitat, este

excitat cu un zgomot roz, a cărui tensiune corespunde unei puteri electrice de 1 W pe impedanţa nominală Z_n. Se defineşte o eficacitate relativă, care este raportul dintre presiunea acustică pe ax creată de difuzor la o anumită distanţă şi tensiunea aplicată la borne, şi o eficacitate absolută, definită ca raportul dintre aceeaşi presiune pe ax şi rădăcina pătrată a puterii electrice aparente absorbite.

- Puterea limită de utilizare - puterea pe care difuzorul o suportă pe o durată prescrisă fără modificări notabile ale caracteristicilor sale. CEI recomandă utilizarea unui semnal de încercare obţinut prin ponderarea frecvenţială a unui zgomot alb cu un filtru normalizat. Durata de încercare 100 ore. $P_u = U_d^2/Z_n$, în care U_d este tensiunea pentru care proprietăţile (parametrii) difuzorului nu se modifică.

- Date de gabarit- diferite dimensiuni geometrice ale difuzorului: raza bazei conului, înălţimea conului, dimensiunile circuitului magnetic, sau dimensiunile totale maxime.

3.4 Distorsiuni neliniare la difuzorul electrodinamic

Neliniaritatea răspunsului difuzorului, funcţie de nivelul semnalului de intrare, are mai multe cauze dintre care mai importante sînt

- Neliniaritatea răspunsului suspensiei elastice;
- Neuniformitatea inducţiei radiale B, care intersectează spirele bobinei (la semnale mari bobina iese parţial din întrefier);
- Variaţia inductanţei proprii L_e în funcţie de poziţia instantanee a bobinei şi de curentul care o parcurge;
- Efectul Doppler - Fizeau datorat slabei rigidităţi a membranei;

Pentru reducerea acestor efecte s-au adoptat o serie întreagă de soluţii constructive. Astfel:

- Pentru o liniarizare cît mai bună a răspunsului suspensiei, aceasta se realizează din ţesături gofrate impregnate.
- Pentru compensarea neliniarităţii inducţiei în întrefier există două soluţii mai importante: 1. Utilizarea unei bobine lungi, a cărei lungime să depăşească lungimea întrefierului, după cum se observă în figura 3.13. Astfel cîmpul magnetic intersectează bobina, dacă se ţine cont şi de efectul de extremitate a cîmpului magnetic, pe o lungime de 1,15b (b - lungimea întrefierului circuitului magnetic) şi se păstrează constant pentru o elongaţie a deplasării bobinei mult mai mare, avînd valoarea limită $\xi_h = 1/2(h - 1{,}15b)$ unde h este înălţimea (lungimea) totală a bobinei. Practic pînă la limita acestei elongaţii se intersectează tot timpul acelaşi număr de spire ale bobinei.

Inconvenientul principal al acestei soluţii constructive este creşterea masei sistemului mobil m_s' şi a inductanţei proprii L_e a bobinei, fără o creştere a coeficientului de cuplaj Bl (l - lungimea conductorului aflat în cîmp depinde

de înălţimea b a întrefierului şi nu de lungimea totală h a bobinei), ceea ce conduce la o scădere a randamentului difuzorului. Pentru compensarea acestei scăderi trebuie prevăzută o creştere a coeficientului de cuplaj prin creşterea inducţiei B, sau a lungimii conductorului intersectat de cîmp prin creşterea diametrului bobinei. Această ultimă soluţie conduce la o nouă creştere a masei bobinei şi este mai puţin eficientă.

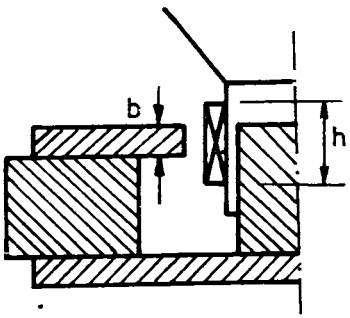


Fig.3.13

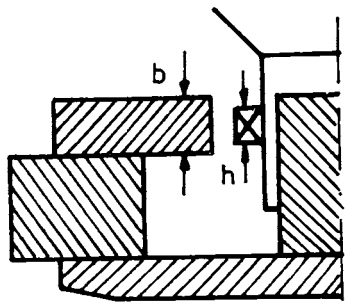


Fig.3.14

2. O a doua soluţie ar fi utilizarea unei bobine scurte, a cărei lungime să fie mai scurtă decît înălţimea b a întrefierului, după cum se observă din figura 3.14, astfel încît în timpul mişcării bobina să nu ajungă în afara întrefierului. Pentru aceasta elongaţia maximă a deplasării membranei difuzorului nu trebuie să depăşească valoarea $\hat{\xi}_h = 1/2(b-h)$.

Inconvenientul principal este că pentru a obţine acelaşi coeficient de cuplaj Bl, trebuie creată o inducţie mai mare prin mărirea circuitului magnetic şi utilizarea unui magnet mai puternic, deci o creştere a preţului circuitului magnetic.

- Pentru compensarea efectului de influenţă a cîmpului alternativ al bobinei în mişcare asupra pieselor polare din imediata vecinătate, ceea ce le crează o stare magnetică variabilă, se utilizează un inel de cupru de scurtcircuitare plasat în jurul piesei polare centrale, aşa cum se observă în figura 3.15. Acest inel va produce un cîmp alternativ aproape egal cu cel al bobinei mobile, dar de sens opus, ceea ce va conduce la o reducere a inductanţei L_e şi a variaţiilor sale, deci şi a variaţiilor inducţiei în întrefier.

- Efectul Doppler - Fizeau apare atunci cînd difuzorul trebuie să radieze două sunete pure, unul de frecvenţă joasă f_1 şi altul de frecvenţă f_2 mult mai mare. Semnalul de frecvenţă înaltă va fi modulat de către cel de frecvenţă joasă şi vor apare componente nearmonice de frecvenţe $f_2 \pm f_1$;

Pentru creşterea randamentului, este necesar ca masa sistemului mobil să fie cît mai mică. Cu atît mai mult se impune o reducere cît mai drastică a masei bobinei, în aşa fel încît aceasta să nu depăşească 15 - 20% din masa totală a sistemului mobil, pentru a putea asigura o masă mai mare pentru membrană, ceea ce ar permite o grosime mai mare a acesteia, deci o rigiditate mai bună.

În concluzie este vorba deci de a realiza o bobină de rezistenţă electrică R_e şi diametru date, cu o masă a bobinei m_b şi o inductanţă L_e cît mai mici, dar cu o lungime a firului cît mai mare posibilă. Obişnuit firul este din Cu, rotund şi izolat. Pentru puteri mari se alege un fir de Al, pătrat sau panglică, a cărui rezistivitate mai mare permite reducerea masei bobinei m_b şi a inductanţei proprii datorită numărului mai mic de spire, cu preţul creşterii inducţiei B în întrefier, care să compenseze reducerea lungimii firului.

O altă serie de probleme o ridică fixarea bobinei pe suportul ei de carton, plastic sau aluminiu. Printre acestea se numără utilizarea pentru lipire a unor substanţe bune conducătoare de căldură şi dilatările diferite ale suportului şi ale bobinei, care pot conduce la dezlipirea acesteia. Ambele sînt probleme de materiale.

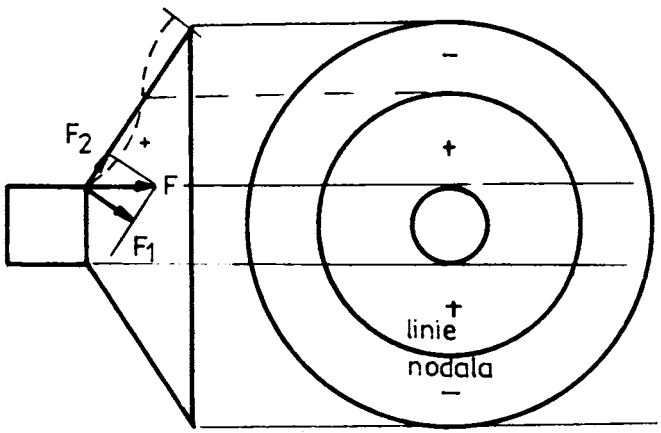


Fig.3.16

Membrana. Forma cea mai răspîndită pentru membrana difuzorului este cea conică. Excitarea mişcării conului are loc la vîrful acestuia prin deplasarea bobinei mobile, cu o forţă axială F. Această forţă se poate descompune, după cum se poate observa în figura 3.16, în două componente F_1 şi F_2. Forţa F_1 este normală generatoarei conului şi generează unde transversale pe suprafaţa conului (în timp ce anumite porţiuni de con se deplasează în sens contrar, ceea ce are ca efect micşorarea debitului q_d şi deci şi a presiunii sonore create). Aceasta conduce la apariţia unor unde staţionare ale căror moduri depind, pentru o dimensiune dată a conului, de frecvenţa

sonoră radiată. Cu creşterea frecvenţei, maximul elongaţiei transvesale a membranei se deplasează de la margine spre interior, după cum se observă în figura 3.17 şi se găseşte la o circumferinţă de radiaţie de rază r_g. Aceasta a fost determinată experimental şi este dată de:

$$r_g=\sqrt{E/\rho}\frac{\cos\alpha}{\omega}$$, unde E - modulul de elasticitate, ρ - densitatea materialului din care este confecţionată membrana, α - semiunghiul de deschidere a conului.

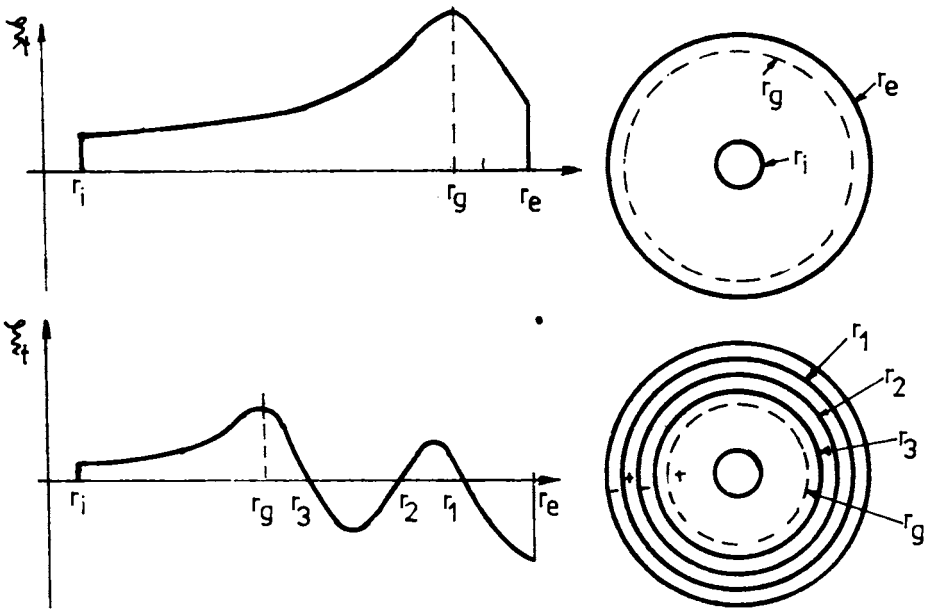


Fig.3.17

Pe măsură ce frecvenţa creşte, în regiunea din afara circumferinţei de rază r_g apar şi alte circumferinţe modale. Se demonstrază că numai regiunea interioară circumferinţei de rază r_g radiază notabil. Această proprietate explică extinderea benzii de trecere a difuzorului peste frecvenţa f_i (raza pistonului echivalent scade), dar cu răspuns neregulat. Frecvenţa maximă după care conul nu mai radiază este aceea pentru care r_g devine egală cu raza circumferinţei de prindere a bobinei, cînd tot conul este în flexiune. În acest moment radiaţia este determinată de rezonanţe şi antirezonanţe ale frecvenţelor proprii ale membranei.

Pentru a nu reduce raza suprafeţei radiante se impune deci ca materialele de realizare a membranelor să prezinte un modul de elasticitate mare, o densitate mică şi un coeficient de pierderi în propagarea sunetului

mare. Primele două condiţii rezultă din faptul că frecvenţele proprii ale membranei sînt proporţionale cu viteza de propagare a sunetului în material şi trebuie plasate în afara benzii nominale prevăzute. Un coeficient de pierderi mare atenuează modurile proprii şi deci regularizează curba de răspuns. Din păcate un material rigid are pierderi mici şi invers, deci cerinţele sînt contradictorii. Un material ideal nu există şi cele utilizate sînt un mai bun sau mai puţin bun compromis. Criterii esenţiale vor fi uşurinţa de fabricaţie şi costul final al membranei. Suspensia de celuloză este materialul cel mai folosit. Lungimea fibrei influenţează amortizarea internă faţă de oscilaţiile proprii transversale. La fibrele lungi E şi η sînt mai mari. Produsele de impregnare pot modifica sensibil proprietăţile materialului de bază. Rigiditatea poate fi îmbunătăţită de fibrele de carbon. Pentru difuzoarele de înalte se realizează în mod voit membrane metalice (aluminiu, beriliu, titan) ale căror valori ale lui

$\sqrt{E/\rho}$ sînt ridicate, amortizarea scăzută deranjînd mai puţin. Pentru difuzoarele de joase se utilizează cu succes materiale şi structuri compozite, cum ar fi polimerii armaţi (răşini epoxidice, fenolice sau poliesterice armate cu fibre de sticlă, avînd ca material de umplere grafitul), sau polimerii grafitaţi (particole fine de grafit înglobate într-un polimer). Se utilizează, de asemenea, membrane în sandwich ca acelea de polistiren expandat cu grosime de 4 la 10 mm acoperit cu aluminiu cu grosime de 25 μm, sau cel în structură fagure de aluminiu acoperit cu folie de 75 μm de polimer grafitat. Se utilizează, de asemenea, membrane din metale poroase, de exemplu, nichel cu porozitate 98% cu grosimea de 2 mm, peste care se aşterne o folie de aluminiu de 20 μm.

Pentru micşorarea efectului apariţiei undelor staţionare se utilizează şi alte forme de membrane. O membrană în formă de calotă sferică (utilizate în mod curent la difuzoarele de înalte) nu prezintă acest comportament. Pentru acestea prima cavitate de interferenţă (primul minim) se produce pentru

$kr_o \approx 13$, deci mult în afara benzii nominale de trecere.

O altă soluţie este realizarea conurilor difuzoarelor cu o serie de ondulaţii ca în figura 3.18. Ondulaţiile sînt echivalente cu un cuplaj elastic. Odată cu creşterea frecvenţei inelele periferice nu mai sînt puse în mişcare, astfel încît raza efectivă scade. Prin acest procedeu este mărit domeniul de randament constant deoarece frecvenţa f_i creşte odată cu micşorarea razei efective. În schema echivalentă a acestei membrane rezonatorul mecanic este înlocuit cu o cascadă de celule $m_i C_{mi}$ (m_i - masa inelelor tronconice dintre două ondulaţii, C_{mi} - elasticitatea ondulaţiilor), corespunzătoare unui filtru mecanic trece jos.

Pentru realizarea unui difuzor de bandă largă şi cost mic se utilizează două conuri radiante. Un con principal, dintr-un material mai puţin rigid, pentru frecvenţe joase şi un con mai mic, liber, în interiorul conului principal, mai rigid, pentru radierea frecvenţelor înalte, după cum se observă în figura

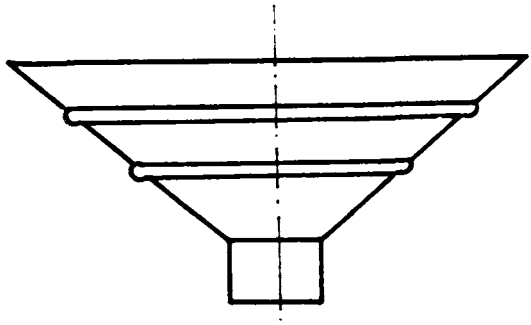


Fig.3.18

3.19. Acesta din urmă serveşte ca dispersor de sunet la frecvenţe medii reducînd directivitatea conului principal. La frecvenţe înalte conul principal nu mai radiază şi serveşte ca reflector de spate conului mic, producînd de asemenea o lărgire a polarei difuzorului.

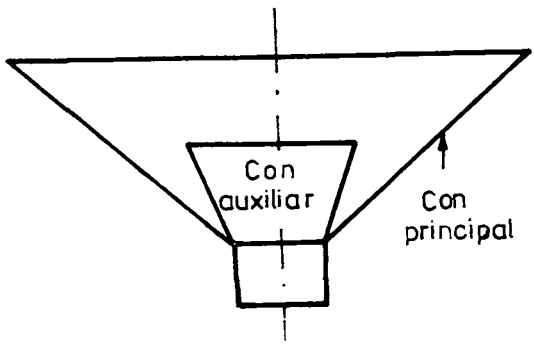


Fig.3.19

Suspensia

Suspensia exterioară, la difuzoarele de mare serie, se obţine odată cu sedimentarea membranei, din acelaşi material. Este realizată prin ondularea conului la periferie, în zona ocupată de aceste ondulaţii, spre deosebire de restul suprafeţei conului, materialul este mai subţire.

În vederea îmbunătăţirii calităţii difuzorului, la tipurile moderne, se folosesc suspensii circulare realizate din piele, cauciuc, sau materiale plastice.

Cealaltă componentă a sistemului de suspensie, centrajul (piesa de centrare), mai are şi scopul de ghidare axială a bobinei mobile în întrefierul inelar. Are forma unui disc ondulat confecţionat în majoritatea cazurilor din pînză impregnată. La interior este solidar cu bobina mobilă, iar la exterior este

lipit pe un inel metalic. Acesta din urmă este fixat pe flanşa superioară a circuitului magnetic prin mai multe şuruburi astfel încît să permită centrarea corectă şi apoi fixarea rigidă.

Dacă la amplitudini mici între forţa aplicată şi deplasarea membranei se stabilesc în general funcţii de legătură liniare, la amplitudini mari apar limitări ale deplasării membranei, cauzate de sistemul constructiv al suspensiilor. Funcţia de legătură între forţa F şi amplitudinea x este o ecuaţie de gradul trei de forma:

$F = ax^3 + bx$, în care a şi b sînt două constante pozitive care depind de caracteristicile sistemului de suspensie. Distorsiunile astfel create sînt cu atît mai imporatnte cu cît frecvenţa sunetului redat este mai joasă.

Şasiul

Şasiul reprezintă elementul rigid care susţine toate piesele componente ale difuzorului. Principala condiţie pe care trebuie să o îndeplinească este aceea de a nu se deforma uşor. Rigiditatea sa este de asemenea o condiţie absolut necesară, pentru a nu intra uşor în vibraţie. Şasiul este realizat din tablă ambutisată, sau din aluminiu turnat sub presiune şi apoi prelucrat.

3.6 Determinarea parametrilor difuzoarelor electrodinamice

Din schema echivalentă electrică în joasă frecvenţă din figura 3.6 s-a putut deduce expresia impedanţei de intrare a difuzorului:

$$Z_d = R_e + \frac{j\omega L_s R_s}{R_s + j\omega L_s + (j\omega)^2 L_s C'_s R_s}$$

Ţinînd cont că $LC'_s = 1/\omega_0$ şi $\omega_0 C'_s R_s = Q_{ms}$ - factorul de calitate mecanic, expresia impedanţei de intrare devine:

$$Z_d = R_e + R_s \cdot \frac{(\frac{j\omega}{\omega_o}) \cdot \frac{1}{Q_{ms}}}{(\frac{j\omega}{\omega_o})^2 + (\frac{j\omega}{\omega_o}) \cdot \frac{1}{Q_{ms}} + 1}$$

Împărţind prin R_e şi ţinînd cont că $\omega_0 C'_s R_e$ este tocmai factorul de calitate electric Q_{es}, se obţine impedanţa de intrare raportată:

Reprezentată grafic funcţie de frecvenţă, impedanţa raporată are forma din figura 3.20.

Curba trece printr-un maxim z_0 la frecvenţa de rezonanţă f_0 şi apoi, după un minim, creşte uşor cu frecvenţa datorită inductanţei L_e a bobinei, inductanţă care a fost neglijată în expresia impedanţei Z_d. Pentru determinarea cu precizie a acestui maxim, în practică se ţine seama de simetria curbei, care

$$z_d = Z_d / R_e = 1 + \frac{Q_{ms}}{Q_{es}} \cdot \frac{(\frac{j\omega}{\omega_o}) \cdot \frac{1}{Q_{ms}}}{(\frac{j\omega}{\omega_o})^2 + (\frac{j\omega}{\omega_o}) \cdot \frac{1}{Q_{ms}} + 1}$$

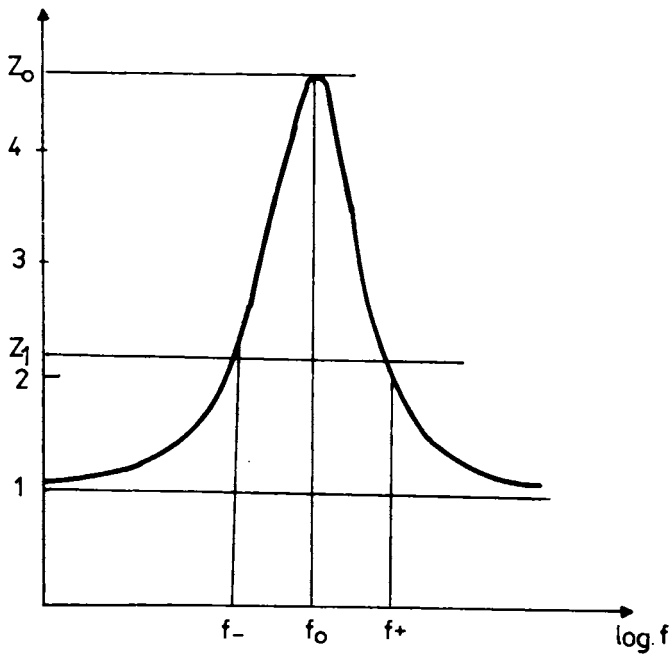


Fig.3.20

pentru un acelaşi dezacord deasupra sau dedesubtul frecvenţei de rezonanţă f_o, prezintă aceeaşi valoare a impedanţei: $z_1 = z_d(f_+) = z_d(f_-)$. Scara de frecvenţă fiind logaritmică, frecvenţa de rezonanţă se poate calcula cu:

$$f_o = \sqrt{f_+ f_-}$$

La frecvenţa de rezonanţă, impedanţa raportată a difuzorului este $z_o = z_d(f_o) = 1 + Q_{ms}/Q_{es}$

De aici rezultă:

$Q_{es} = Q_{ms}/(z_o - 1)$

Valoarea impedanţei raportate la frecvenţele de dezacord simetric se poate scrie:

$$z_1=\frac{1+(\frac{jf_+}{f_o})^2+(\frac{jf_+}{f_o})\cdot\frac{z_o}{Q_{ms}}}{1+(\frac{jf_+}{f_o})^2+(\frac{jf_+}{f_o})\cdot\frac{1}{Q_{ms}}}$$

Ţinînd cont că modulul acestei impedanţe este $z_1=\sqrt{z_1 z_1^*}$ şi că $f_o^2 = f_+f_-$, factorul de calitate mecanic se poate exprima:

$$Q_{ms}=\frac{f_o}{f_+-f_-}\cdot\sqrt{\frac{z_o^2-z_1^2}{z_1^2-1}}$$

Adoptînd pentru z_1 valoarea $\sqrt{z_o}$ rezultă:

$$Q_{ms}=f_o\sqrt{z_o}/(f_+-f_-)$$

Factorul de calitate total este în aceste condiţii:
$Q_t = Q_{ms}Q_{es}/(Q_{ms} + Q_{es})$
Aceleaşi considerente sînt valabile şi pentru difuzorul montat într-o incintă închisă (vezi cap.4). Mărimile fizice specifice difuzorului montat în incintă vor primi al doilea indice i în loc de s. Ridicînd deci caracteristicile impedanţelor de intrare ale difuzorului liber şi montat într-o incintă închisă, goală, de volum cunoscut V_c, se pot compara frecvenţele de rezonanţă în cele două situaţii:

$$\frac{f_{oi}}{f_{os}}=\sqrt{\frac{m'_{as}C_{as}}{m'_{ai}C_{ai}}}$$

Elasticitatea C_{ai} se compune din înserierea elasticităţii cutiei cu aceea a difuzorului: $C_{ai} = C_{ac}C_{as}/(C_{ac} + C_{as})$
Notînd cu α raportul C_{as}/C_{ac} (α - coeficient de elasticitate) rezultă: $C_{ai} = C_{as}/(1 + \alpha)$ şi raportul celor două frecvenţe este:

$$\frac{f_{os}}{f_{oi}}=\sqrt{\frac{m'_{as}}{m'_{ai}}\cdot(1+\alpha)}$$

Din raportul factorilor de calitate electrici în cele două situaţii, ţinînd cont că maselor acustice le corespunde o capacitate electrică, rezultă
$m'_{as}/m'_{ai} = C'_s/C'_i = f_{oi}Q_{es}/f_{os}Q_{ei}$
Înlocuind acest raport sub radical obţinem:

$$\alpha = \frac{f_{oi} Q_{ei}}{f_{os} Q_{es}} - 1$$

Elasticitatea acustică fiind proporţională cu volumul de aer al cutiei considerate, se poate determina acum volumul de aer echivalent elasticităţii mecanice a difuzorului: $V_{as} = \alpha V_c$.

Din $C_s' = m_{as}' S_d^2/(Bl)^2$, ţinînd cont de expresiile factorului de calitate electric, a frecvenţei de rezonanţă şi a volumului de aer echivalent, $V_{as} = \rho c^2 C_{as}$, se obţine coeficientul de cuplaj electrodinamic al difuzorului:

$$Bl = \sqrt{\frac{R_e S_d^2 \rho c^2}{\omega_o V_{as} Q_{es}}}$$

Volumul de deplasare de vîrf datorat elongaţiei maxime a membranei difuzorului este $V_d = S_d \xi_{max}$. Această elongaţie depinde de debitul maxim în banda de trecere a difuzorului (cînd presiunea acustică nu depinde de frecvenţă), care este dat de:

$q_{max} = S_d U_{gmax}/Q_{es}(Bl)$, unde U_{gmax} este tensiunea maximă admisibilă aplicabilă difuzorului. Aceasta se poate obţine din puterea limită de utilizare sau puterea nominală P_n:

$$U_{gmax} = \sqrt{P_n Z_n}\sqrt{2}$$

Se obţine deci:

$$\hat{V}_d = \frac{S_d \sqrt{2 P_n Z_n}}{\omega_o Q_{es} Bl}$$

Ceilalţi parametri acustici sau mecanici rezultă imediat

$C_{as} = V_{as}/\rho c^2$; $m_{as} = \rho c^2/\omega_o^2 V_{as}$; $R_{as} = (Bl)^2 Q_{es}/S_d^2 Q_{ms} R_e$;

$C_{ms} = C_{as}/S_d^2$; ...

Deci cunoscînd puterea nominală a difuzorului şi suprafaţa membranei, prin cîteva măsurători asupra impedanţei de intrare a difuzorului liber şi apoi montat într-o incintă de volum cunoscut V_c, se pot determina toţi parametrii de semnal mic ai difuzorului. Cu parametrii astfel determinaţi, se va putea trece la un calcul exact al incintelor acustice (vezi cap.4).

Pentru a putea trasa caracteristica impedanţei de intrare funcţie de frecvenţă, se va transforma un generator de semnal sinusoidal de tensiune în generator de curent înseriind difuzorul cu o rezistenţă de valoare mult mai mare decît impedanţa sa, ca în figura 3.21.

Se va proceda astfel:

- Se fixează pentru tensiunea de ieşire a generatorului de semnal (GS) o valoare cuprinsă între 3 şi 5 volţi, care se păstrează constantă în toată gama de fr...

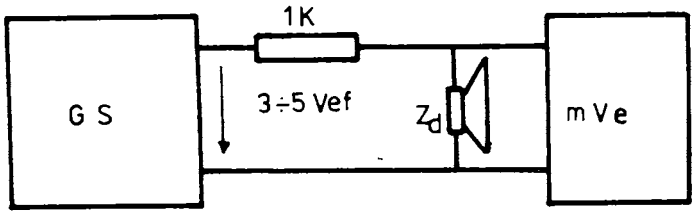


Fig.3.21

- Se reprezintă grafic impedanţa raportată a difuzorului funcţie de frecvenţă, la scară logaritmică. Frecvenţa se modifică de la circa 30 Hz (o frecvenţă care să fie sub frecvenţa de rezonanţă a difuzorului) pînă la circa 1 kHz (pentru difuzoarele de joasă frecvenţă). Rezistenţa electrică a bobinei difuzorului, la care se face raportarea, se măsoară cu ohmetrul sau cu o punte de curent continuu;

- Se determină cu precizie valoarea maximă z_o a impedanţei raportate, făcînd mai multe determinări în jurul frecvenţei f_o;

- Se calculează valoarea $z_1=\sqrt{z_o}$;

- Se citesc din grafic cele două valori ale frecvenţelor corespunzătoare acestei impedanţe. Pentru exactitate se măsoară frecvenţele pentru care impedanţa raportată ia valoarea z_1;

- Se determină frecvenţa de rezonanţă a difuzorului ca medie geometrică a acestor frecvenţe (f_+ şi f_-);

- Se calculează factorii de calitate mecanic Q_{ms} şi electric Q_{es};

- Se repetă măsurătorile cu difuzorul montat într-o incintă goală (necapitonată la interior), de volum cunoscut V_c (volumul interior al cutiei din care se scade volumul ocupat de difuzor şi alte dispozitive existente în interior - volum net de aer);

- Se recalculează în acelaşi mod frecvenţa de rezonanţă f_{oi}, factorul de calitate mecanic Q_{mi}, factorul de calitate electric Q_{ei}, utilizînd datele obţinute în urma măsuratorilor asupra difuzorului montat în incintă;

- Se calculează coeficientul de elasticitate al cutiei;

- Se determină volumul de aer echivalent elasticităţii mecanice a difuzorului V_{as};

- Se calculează coeficientul de cuplaj electromecanic al difuzorului (Bl);

- Se calculează volumul de deplasare de vîrf al difuzorului V_d;

Toate aceste mărimi vor fi necesare ca date de proiectare (parametri cunoscuţi ai difuzorului utilizat) pentru dimensionarea unei incinte acustice. Determinarea acestora după metoda prezentată se impune deoarece în general constructorii de difuzoare nu le furnizează.

IV. SISTEME DE MONTARE ACUSTICĂ A DIFUZOARELOR

Pentru obţinerea unor performanţe cît mai ridicate de la un anumit difuzor, este necesar să se asigure ceea ce se numeşte o montare acustică adecvată, care să asigure eliminarea suprapunerii celor două unde, de faţă şi de spate, în domeniul util de sonorizare.

4.1 Montarea în ecran

O soluţie simplă, echivalentă montării difuzorului într-un ecran infinit, este aceea de a monta difuzorul într-o deschidere practicată în perete. Separarea este totală, dar soluţia nu poate fi întotdeauna aplicată. O soluţie aplicabilă este montarea difuzorului pe un panou de lemn de dimensiuni finite. Notînd cu d diametrul mediu, se observă că diferenţa de drum se poate considera această dimensiune ($\Delta l = d$). Unda de faţă şi unda de spate fiind defazate cu 180°, defazajul în punctul de observare este $\varphi = -180 + 360d/\lambda$. Deci d trebuie să fie comparabil cu lungimea de undă. Se poate considera că efectul de scădere a puterii acustice radiate este eliminat dacă $\varphi = -90°$, adică $d = \lambda/4$. Sau în funcţie de frecvenţă, diametrul ecranului se poate calcula după formula: $d = 85/f_j$.

În aceste condiţii, dacă de exemplu difuzorul are o frecvenţă proprie de rezonanţă mică, pentru a coborî frecvenţa joasă redată la 30 Hz ($f_o < 30$ Hz), atunci diametrul echivalent al ecranului, practic latura cea mai mică a acestuia, ar trebui să fie cel puţin 3 m.

Odată cu creşterea frecvenţei, apar frecvenţe pentru care este îndeplinită condiţia $\varphi = (2k+1)180°$, sau $\varphi = k \cdot 360°$. Se vor produce deci atenuări şi amplificări ale presiunii sonore, care vor produce neuniformităţi ale caracteristicii de frecvenţă şi care vor fi cu atît mai pronunţate cu cît ecranul prezintă un grad mai mare de simetrie, cînd mai multe trasee ale undei de spate au aceeaşi lungime de drum la întîlnirea cu unda de faţă. Neuniformitatea maximă are loc pentru montarea centrală a difuzorului pe un panou circular. Pentru montarea pe panou pătratic se recomandă poziţionarea excentrică a difuzorului. Pentru măsurători electroacustice, CEI recomandă utilizarea unui ecran (panou) dreptunghiular cu dimensiunile prezentate în figura 4.1. Un astfel de panou poate fi utilizat şi pentru audiţii obişnuite, aşezîndu-l în colţul camerei.

O metodă de reducere a dimensiunilor ecranului este utilizarea aşa numitului *ecran îndoit*. Este situaţia de montare a difuzoarelor în cutiile

deschise ale televizoarelor şi radioreceptoarelor. Considerînd notaţiile din figura 4.2, dimensiunea ecranului echivalent este $d = l_1 + 2l_2$. Pentru o cutie paralelipipedică ale cărei dimensiuni sînt în relaţia $1,\alpha l$ şi βl, drumul mediu de ocolire poate fi considerat ca semisuma drumurilor din planul orizontal şi vertical, adică:

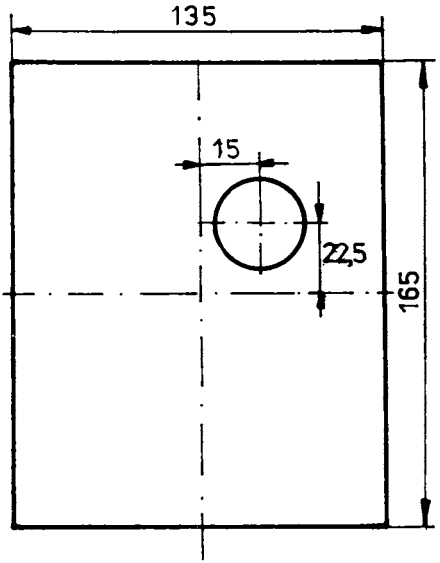


Fig.4.1

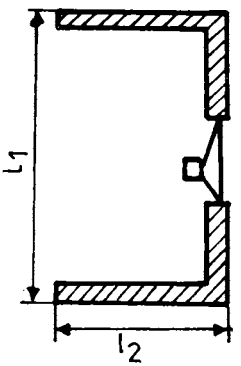


Fig.4.2

$$d_e = \frac{1}{2}[(\alpha+1)l+(\beta+1)l] = l[1+\frac{1}{2}(\alpha+\beta)] = \gamma \cdot l$$

Frecvenţa minimă redată corect va fi deci
$f_j = 85/d_e = 85/\gamma l$
Ştiind că volumul cutiei este $V = \alpha\beta l^3$, rezultă:

$$f_j = (85/\gamma)\cdot\sqrt[3]{\alpha\beta/V} \ .$$

Pentru majoritatea cutiilor $\alpha = 2$ şi $\beta = 1,5$ şi rezultă:

$$f_j = 50\sqrt[3]{V}$$

Deci, pentru a obţine o frecvenţă limită inferioară de 50 Hz ar trebui ca volumul cutiei să fie de 1 m^3, deci de dimensiuni prea mari. Dacă admitem însă 100 Hz, volumul cutiei se micşorează de opt ori şi adîncimea l a cutiei ajunge de 30 cm, dimensiunile cutiei fiind acceptabile:
30 x 45 x 60 cm.

O altă soluţie de separare a radiaţiilor constă în suprimarea radiaţiei de spate prin montarea difuzoarelor în incinte (cutii) astfel încît numai o singură faţă a membranei să rămînă în contact cu mediul.
Incintele uzuale sînt reprezentate în figura 4.3, în care distingem:

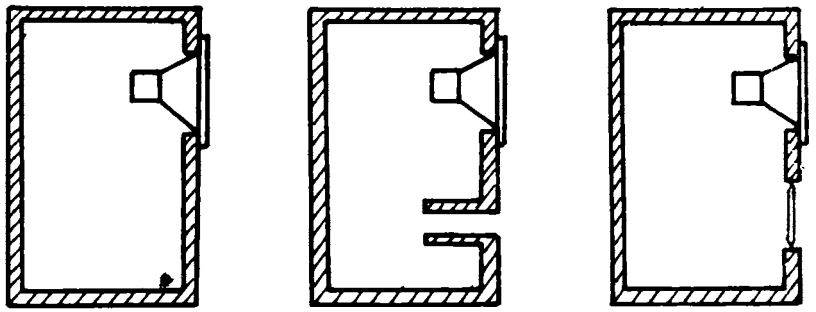


Fig.4.3

- Incinta închisă - cutie rigidă, închisă, cu difuzorul montat într-o deschidere frontală.

Incintă deschisă - care cuprinde în afara deschiderii pentru montarea difuzorului o deschidere radiantă (tub acustic), care face ca o parte a radiaţiei de spate să fie utilizată la radiaţia ansamblului.

- Incintă cu radiator pasiv - care cuprinde de asemenea o deschidere radiantă, în care este montată o membrană suspendată, analogă celei a difuzorului.

Incintele joacă un rol determinant în domeniul frecvenţelor joase. În acest domeniu ele sînt mici în raport cu lungimea de undă, aşa încît pot fi cosiderate sisteme acustice cu parametri concentraţi, care pot fi studiate pe bază de scheme.

4.2 Incinta închisă

Utilizarea unei incinte acustice închise asigură separarea acustică funcţională între cele două feţe ale membranei. Din acest punct de vedere, se obţin aceleaşi avantaje ca şi la panourile plane infinite.

În domeniul frecvenţelor joase o incintă închisă este o elasticitate acustică C_{ac} (vom utiliza indicele c pentru cutia propriu-zisă, iar indicele i pentru incinta ca ansamblu cutie - difuzor, păstrînd indicele s pentru sistemul mecanic al difuzorului), la care se asociază o rezistenţă acustică R_{ac} şi o masă acustică m_{ac}, ale căror valori depind de prezenţa şi de caracteristicile

materialului de capitonare sau de umplere. Datorită acestui material se consideră:

$$C_{ac} = \beta V_c/\rho c^2$$

unde V_c este volumul interior al cutiei, iar β factorul de mărire a elasticităţii. Teoretic valoarea maximă a lui β este 1,4 (vezi § 2.2). Efectiv, nu se poate determina valoarea sa decît experimental, prin comparaţie cu o incintă goală de acelaşi volum. Practic, pentru cele mai bune realizări, β poate atinge 1,2÷1,3 .

Schema echivalentă a sistemului cu incintă închisă se obţine plecînd de la aceea a difuzorului în ecran infinit, înlocuind elementele reprezentînd impedanţa de radiaţie spate cu cele referitoare la incintă. Schema echivalentă acustică, simplificată, obţinută astfel şi valabilă în joasă frecvenţă este reprezentată în figura 4.4.

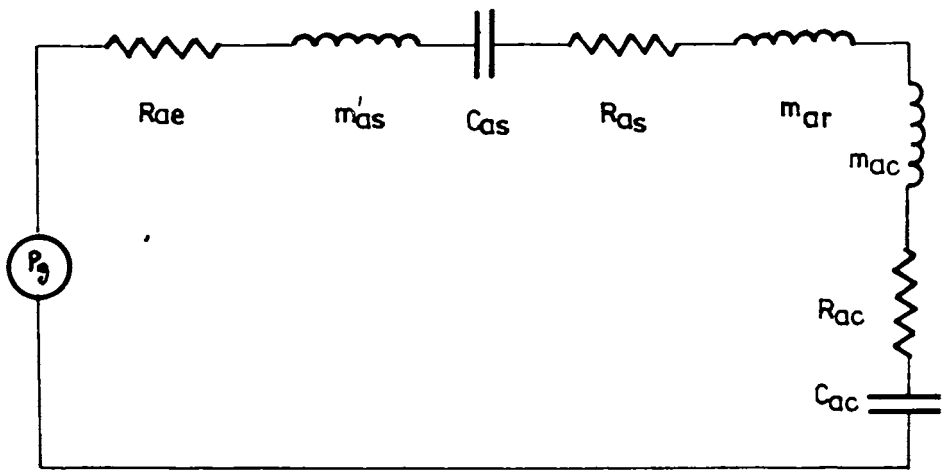


Fig.4.4

Se observă că elementele pot fi grupate:

$R_{ai} = R_{ae} + R_{as} + R_{ac}$

$m'_{ai} = m'_{as} + m_{ar} + m_{ac}$

$C_{ai} = C_{as}C_{ac}/(C_{as} + C_{ac})$

În felul acesta schema se simplifică şi apare ca în figura 4.5.a. De la aceasta se poate trece la schema echivalentă electrică din figura 4.5.b, unde C'_i, R_i şi L_i corespund la m'_{ai} , $R_{as} + R_{ac}$, respectiv C_{ai} prin aceleaşi relaţii ca acelea prezentate în capitolul trei pentru difuzorul montat în ecran infinit.

Aceste scheme sînt deci identice cu cele pentru difuzorul în ecran infinit. În consecinţă proprietăţile sistemului cu incintă închisă se obţin prin analogie. Se pot defini astfel:

- frecvenţă de rezonnţă $f_{oi}=1/2\pi\sqrt{m'_{ai}C_{ai}}$ $1/2\pi\sqrt{C'_iL_i}$;
- factor de calitate electric $Q_{eio} = \omega_{oi}C'_iR_e$;
- factor de calitate mecanic $Q_{mi} = \omega_{oi}C'_iR_i$;
- factor de calitate total $Q_{tio} = Q_{eio}Q_{mi}/(Q_{eio} + Q_{mi})$;

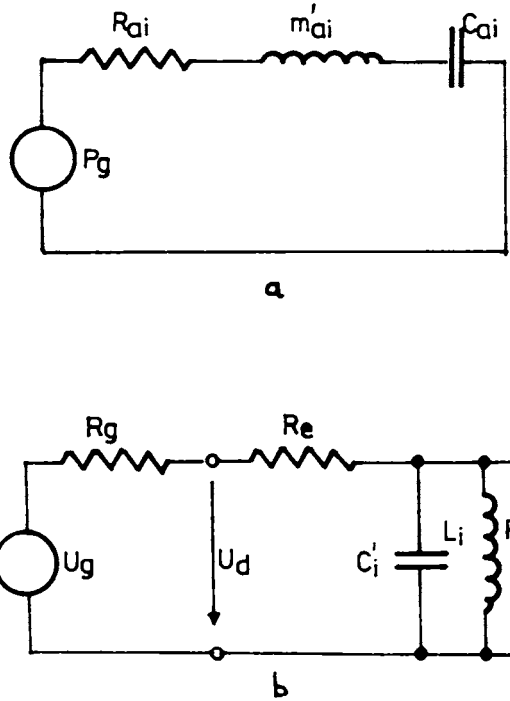


Fig.4.5

Considerînd sursa de semnal reală se redefinesc factorii de calitate electric şi total astfel:

$Q_{ei} = \omega_{oi}C'_i(R_g + R_e)$

$Q_{ti} = Q_{ei}Q_{mi}/(Q_{ei} + Q_{mi})$

Se defineşte de asemenea prin raportul $\alpha = C_{as}/C_{ac}$ factorul de elasticitate al incintei, care poate lua valori cuprinse practic între 3 şi 10.

Funcţia de transfer relativă la puterea acustică sau la presiunea acustică este de aceeaşi formă ca şi aceea pentru difuzorul în ecran:

$$G_i(j\omega/\omega_{oi})=\frac{(j\omega/\omega_{oi})^2}{(\frac{j\omega}{\omega_{oi}})^2+Q_{ti}^{-1}\cdot(\frac{j\omega}{\omega_{oi}})+1}$$

Curbele de răspuns în frecvenţă ale acestor mărimi vor fi cele din figura 3.8, dar cu f_{oi} în abscisă în loc de f_{os} şi avînd pe Q_{ti} ca parametru în loc de Q_{ts}.

La fel se redefineşte elongaţia diafragmei (membranei) $\xi_d = \xi_i x_i$ cu $\xi_i = U_g/\omega_{oi}Q_{ei}Bl$ şi $x_i=1/[(j\omega/\omega_{oi})^2+(j\omega/\omega_{oi})Q_{ti}^{-1}+1]$, curbele lui x_i funcţie de frecvenţă avînd pe Q_{ti} ca parametru fiind la fel cu cele din figura 3.8.

Să comparăm între ele mărimile caracteristice în cele două situaţii. Vom ţine cont de definiţia factorului de elasticitate $\alpha = C_{as}/C_{ac}$ de unde va rezulta $C_{ai} = C_{as}/(1 + \alpha)$.

Astfel raportul dintre frecvenţa de rezonanţă pentru difuzorul montat în incintă închisă şi în ecran infinit este:

$$\frac{f_{oi}}{f_{os}}=\sqrt{\frac{m'_{as}C_{as}}{m'_{ai}C_{ai}}}=\sqrt{\frac{m'_{as}}{m'_{ai}}\cdot(1+\alpha)}$$

Dar masa acustică de radiaţie şi masa acustică echivalentă a incintei sînt mici în raport cu masa acustică echivalentă a sistemului mobil şi se poate considera $m'_{ai}\approx m'_{as}$ şi deci

$$f_{oi}/f_{os}\approx\sqrt{1+\alpha}$$

Adică, limita inferioară a benzii de frecvenţă a difuzorului montat în incintă închisă este mai mare decît a difuzorului în ecran infinit.

Pe de altă parte, pentru α mare, $C_{ai}=C_{as}/(1+\alpha)=\alpha C_{ac}/(1+\alpha)\approx C_{ac}$, şi deci frecvenţa de rezonanţă a incintei este dată de:

$f_{oi}=1/2\pi\sqrt{m'_{ai}C_{ac}}$ şi este determinată de cutie şi nu de difuzor.

Să comparăm şi factorii de calitate:

$$\frac{Q_{ei}}{Q_{es}}=\frac{\omega_{oi}C'_i(R_g+R_e)}{\omega_{os}C'_sR_e}=\frac{f_{oi}}{f_{os}}\cdot\frac{R_g+R_e}{R_e}$$

Şi deoarece $R_g << R_e$ se poate considera $Q_{ei}/Q_{es}=\sqrt{1+\alpha}$

În acelaşi raport se află şi factorii de calitate mecanici dacă se consideră că pierderile în incintă sînt mult mai mici decît cele ale sistemului mobil. Acelaşi lucru se poate afirma şi despre raportul factorilor de calitate totali.

Randamentul sistemului cu incintă închisă poate fi adus sub forma

$$\eta_i = \frac{4\pi^2 f_{oi}^3 V_{ai}}{c^3 Q_{ei}}$$

Deoarece $V_{ai} = \rho c^2 C_{ai}$, în urma comparaţiei cu randamentul difuzorului în ecran infinit rezultă $\eta_i = \eta_a$

Elongaţiile fiind proporţionale cu $1/\omega_o Q_e$ rezultă că raportul acestora este:

$\frac{\xi_i}{\xi_s} = \frac{1}{1+\alpha}$ şi deci puterea maximă radiată limitată de elongaţie este mult mai mare decît în cazul difuzorului montat în ecran infinit

$P_{a\xi i} = (1 + \alpha)^2 P_{a\xi}$

Adică acelaşi difuzor, montat în incintă închisă, poate radia (i se poate aplica) o putere acustică (electrică) de $(1 + \alpha)^2$ ori mai mare.

Analiza în joasă frecvenţă a fost făcută admiţînd că incinta este o componentă liniară. Pentru elongaţii mai mari, deoarece trensformarea este adiabatică $pV^\gamma = ct.$, variaţiile relative ale presiunii nu sînt liniare. Rezolvarea ecuaţiei după dezvoltarea în serie Taylor este dificilă. Pentru reducerea acestor distorsiuni de neliniaritate, se utilizează materiale fibroase de umplere a cutiei, care determină trecerea de la transformarea adiabatică la cea izotermă. Practic însă, aceste distorsiuni sînt mici în raport cu cele datorate neliniarităţilor difuzorului propriu-zis, deoarece volumul de deplasare de vîrf limitat de elongaţia maximă admisă, V_d, este cîteva procente din volumul cutiei V_c.

La frecvenţe înalte, incinta închisă trebuie considerată ca un spaţiu închis, cu dimensiuni mult mai mari decît lungimea de undă. Impedanţa acustică a cutiei va fi caracterizată de modurile proprii de oscilaţie ale acesteia şi va prezenta extreme importante la frecvenţele de rezonanţă ale cutiei. Ea încarcă suprafaţa radiantă de spate a membranei şi va determina la rîndul ei apariţia de maxime şi minime marcante în curba de răspuns în frecvenţă a sistemului cu incintă închisă.

Pentru o incintă goală, cu pereţi rigizi, prima frecvenţă proprie este pentru lungimea de undă c/2l, unde l este dimensiunea cea mai mare a cutiei. Ordinele de mărime sînt de aşa natură încît acestă frecvenţă este situată în domeniul util de frecvenţă, puţin deasupra lui f_{oi}. Se impune deci în mod deosebit amortizarea modurilor proprii ale cutiei în aşa fel încît să se obţină un răspuns cît mai constant. Aici intervine din nou rolul umplerii sau al capitonării cu material absorbant a interiorului cutiei.

După cum am văzut, funcţia de transfer, care caracterizează răspunsul în frecvenţă al sistemului cu incintă închisă, depinde de valoarea factorului de

calitate total al incintei Q_{ti}. Acesta va caracteriza curba de răspuns prin influenţa sa asupra frecvenţei de tăiere la jumătate de putere (-3dB), notată f_3, şi asupra vîrfului de amplitudine $|G_i|_{max}$ pentru cazul în care $Q_{ti}>1/\sqrt{2}$. Aceşti doi parametri permit compararea curbelor de răspuns din punct de vedere al extinderii acestora în domeniul frecvenţelor joase şi al regularităţii (constanţei) în banda de trecere.

Conform cu cele precizate: $|G_i(j\omega_3/\omega_{oi})|=\frac{1}{2}$ de unde rezultă:

$$\frac{f_3}{f_{oi}}=\sqrt{\frac{Q_{ti}^{-2}-2+\sqrt{(Q_{ti}^{-2}-2)^2+4}}{2}}$$

Anulînd derivata lui $|G_i|^2$ se obţine:

$$\frac{f_{max}}{f_{oi}}=\sqrt{\frac{1}{1-\frac{1}{2}Q_{ti}^{-2}}}$$, f_{max} - frecvenţa pentru care $|G_i|$ ia valoarea maximă.

Pentru acestă valoare a frecvenţei elongaţia maximă relativă se calculează cu:

$$x_{max}=G_i(f_{max}/f_{oi})=\sqrt{Q_{ti}^4/(Q_{ti}^2-\frac{1}{4})}$$

Dacă $Q_{ti}<1/\sqrt{2}$ frecvenţa pentru care elongaţia este maximă tinde către zero şi maximul relativ tinde spre unitate. (vezi şi graficele din figurile 3.8.a şi b)

4.2.1 Proiectarea sistemelor cu incintă închisă

Pentru proiectare este avantajos ca randamentul şi puterea acustică maximă limitată de elongaţie să se scrie în funcţie de datele de proiectare astfel:

$\eta_i = k_\eta f_3^3 V_c$

$P_{ali} = k_p f_3^4 V_d^2$, unde

$$k_\eta = \frac{Q_{ti}}{Q_{ei}} \cdot \frac{V_{ai}}{V_c} \cdot \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{1}{(f_3/f_{oi})^3 Q_{ti}}$$, este factorul de merit în randament şi

$$k_p = \frac{4\pi^3 \rho}{c} \cdot \frac{1}{(f_3/f_{oi})^3} \cdot x_{max}^{-2}$$, factorul de merit în putere.

Proiectarea unui sistem cu incintă închisă va căuta deci să maximizeze aceşti factori.

În cazul factorului de merit în randament se poate considera în general că raportul Q_{ti}/Q_{ei} este cuprins între 0,5 şi 0,9 datorită reducerii factorului de calitate total prin factorul de calitate mecanic, în particular prin pierderile mecanice R_{as} şi cele acustice R_{ac}.

Raportul V_{ai}/V_c depinde de prezenţa materialelor de capitonaj şi de proprietăţile acestora. Ţinînd cont de definiţiile elasticităţilor acustice şi a factorului de elasticitate, acest raport se poate scrie:

$$\frac{V_{ai}}{V_c} = \beta \cdot \frac{C_{ai}}{C_{ac}} = \frac{\beta\alpha}{1+\alpha}$$

Pentru a mări acest raport vor trebui deci mărite α şi β. Crescînd β cresc însă şi pierderile, ceea ce antrenează diminuarea raportului Q_{ti}/Q_{ei}. Pe de altă parte, crescînd C_{ac}, scade α şi deci creşterea raportului V_{ai}/V_c este mică.

În practică se constată că, în cele mai favorabile situaţii, produsul celor două rapoarte despre care am vorbit mai sus, este în jurul valorii unitare. Rămîne deci în discuţie numai al treilea termen. Deoarece, după cum am văzut, f_3 depinde numai de Q_{ti}, acest ultim termen, la rîndul său, va depinde numai de factorul de calitate total al sistemului. Maximul său este pentru

$Q_{ti} \approx 1,1$ şi pentru această valoare factorul de merit în randament este 2.10^{-6}.

Factorul de merit în putere, prin f_3 şi x_{max} depinde numai de Q_{ti} şi ia valoarea maximă pentru o valoare a factorului de merit apropiată tot de 1,1. Această valoare maximă este aproximativ 0,85.

Deci realizînd un sistem cu incintă închisă în aşa fel încît să obţinem $Q_{ti} = 1,1$, se optimizează simultan şi randamentul şi puterea acustică limitată de elongaţie:

$\eta_i = 2.10^{-6} f_3^3 V_c$

$P_{a\xi i} = 0,85 f_3^4 V_d^2$

Aceste relaţii sînt constrîngerile de realizare şi determină valorile limită pe care putem spera să le obţinem de la un sistem cu incintă închisă. Se observă deci că două din trei mărimi V_c, f_3 şi η_{max}, sau $P_{a\xi}$, f_3 şi V_d, pot fi alese, maximul sau minimul celei de-a treia decurgînd din aceste relaţii.

Trebiue de asemenea verificat ca V_d să nu depăşească 2÷5% din V_c, pentru a ne situa în condiţiile micilor mişcări (de liniaritate a ecuaţiilor).

Fixînd de exemplu volumul cutiei şi frecvenţa limită inferioară f_3, valoarea maximă a randamentului este determinată. Dacă în plus se impune şi puterea acustică radiată maximă, P_{ac} va fi determinat şi volumul de deplasare de vîrf V_d. Toate aceste dependenţe sînt foarte bine redate în practică de diagramele lui Small, reprezentate în figura 4.6. Aceste diagrame sînt utile în proiectare pentru găsirea rapidă a valorilor unei mărimi cînd le cunosc pe celelalte două cu care se află în relaţie directă.

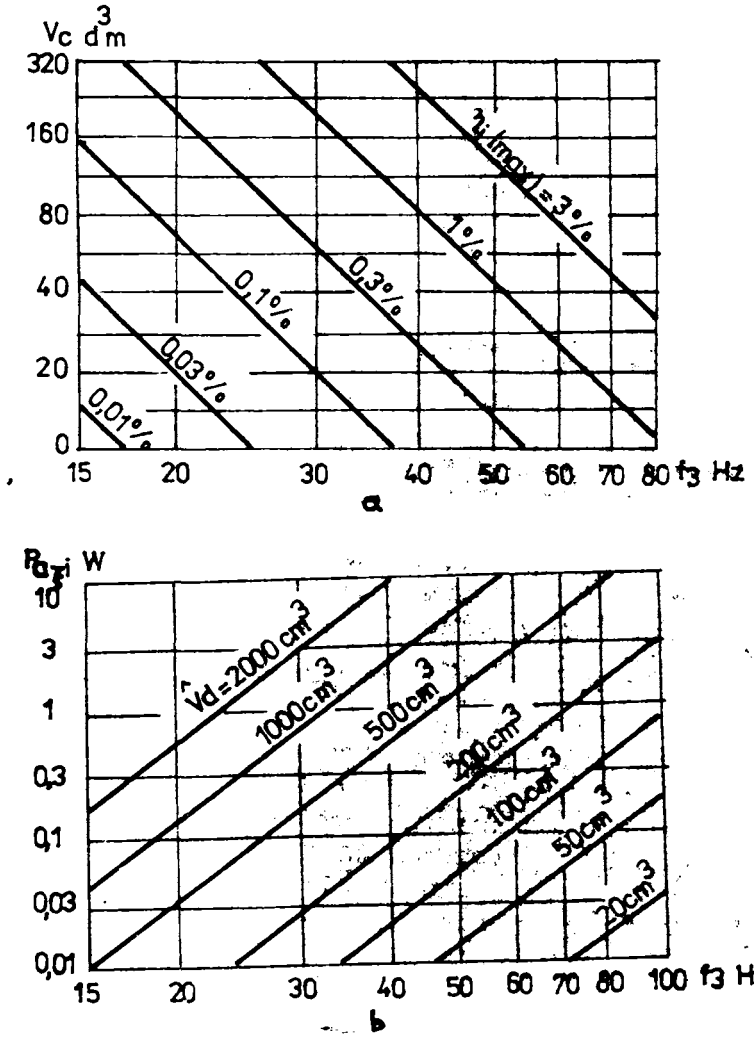


Fig.4.6

În cazul sintezei optimale, cînd $Q_{ti} = 1,1$, pentru raportul f_3/f_{oi} se obţine valoarea 0,76, pentru x_{max}, valoarea maximă a elongaţiei relative, se obţine un vîrf de 1,9 dB. (o supracreştere de 1,245)

4.2.1.1 Proiectarea cu difuzor impus

În practică, proiectarea sistemului cu incintă închisă în situaţia în care se dispune de un anumit difuzor, ai cărui parametri sînt cunoscuţi, este situaţia cea mai des întîlnită. Parametrii difuzorului fiind impuşi, vom avea un grad de libertate mai puţin în proiectare.

Raportul frecvenţă de rezonanţă pe factor de calitate total fiind acelaşi şi pentru difuzorul liber (în ecran) şi pentru difuzorul în incintă, iar frecvenţa de rezonanţă a difuzorului în incintă fiind mai mare decît pentru difuzorul în ecran ($f_{oi} > f_{os}$), va rezulta deci pentru toate situaţiile $Q_{ti} > Q_{ts}$. Factorul de calitate optimal, $Q_{ti} = 1,1$, nu va putea fi obţinut deci decît dacă factorul de calitate total al difuzorului este mai mic decît 1,1.

În acest caz se cunosc sau se măsoară (vezi ƒ 3.6) mărimile caracteristice difuzorului: f_{os}, Q_{es}, Q_{ts}, V_{as} şi V_d. Pentru difuzorul P21633 de 3 VA şi 4 ohmi, de tip eliptic, s-au obţinut pentru aceşti parametri, în ordine, următoarele valori: 80 Hz; 1,96; 1,22; 121,8 dm^3; 117cm^3. Să urmărim etapele de proiectare ale unei incinte închise care să utilizeze acest difuzor.

În general în asemenea situaţii se urmăreşte maximizarea randamentului şi a puterii acustice radiate şi se procedează astfel:

- Se alege factorul de calitate total al sistemului care conduce la această maximizare ($Q_{ti} = 1,1$);
- Se calculează coeficientul de elasticitate $\alpha = (Q_{ti}/Q_{ts})^2 - 1$;
- Se estimează factorul de mărire a elasticităţii $\beta = 1,2$;
- Se calculează volumul interior al incintei (cutiei) $V_c = V_{as}/\alpha\beta$;
- Se calculează frecvenţa de rezonanţă a sistemului $f_{oi} = f_{os}Q_{ti}/Q_{ts}$;
- Se determină frecvenţa limită inferioară $f_3 = 0,76f_{oi}$;
- Se calculează randamentul şi puterea acustică maximă radiată utilizînd valorile maxime ale factorilor de merit ($k = 2.10^{-6}$; $k_p = 0,85$);
- Se calculează puterea electrică maximă necesară;

Pentru difuzorul considerat nu este posibilă alegerea valorii optime a factorului de calitate total deoarece $Q_{ts} > Q_{ti}$ optim. Se va încerca optimizarea unui alt parametru. Conform cu cele prezentate în paragraful anterior se pot alege volumul cutiei şi frecvenţa limită inferioară, randamentul şi puterea acustică ne mai putînd fi maximizate, iar volumul de deplasare de vîrf fiind impus de difuzor. Volumul cutiei trebuie însă ales mult mai mare decît V_d. Fie de exemplu 20 dm^3.

Se obţin pe rînd:

$\alpha = V_{as}/\beta V_c = 5$ pentru $\beta = 1,2$

$$Q_{ti}=\sqrt{\alpha Q_{ts}^2+1}=\sqrt{5\cdot 1,22+1}=2,7$$

$$f_{oi}=\frac{f_{os}Q_{ti}}{Q_{ts}}=\frac{80\cdot 2,7}{1,22}=176,8Hz$$

$$f_3/f_{oi}=\sqrt{\frac{1}{2}(1/Q_{ti}^2-2+\sqrt{(1/Q_{ti}^2-2)+4})}=0,661$$

Se obţine deci frecvenţa limită inferioară f_3 = 118 Hz

Pentru determinarea factorului de merit în putere este necesară calcularea elongaţiei relative maxime:

$$x_{max}=\sqrt{Q_{ti}^4/(Q_{ti}^2-\frac{1}{4})}=2,773dB$$

Considerînd după cum am arătat produsul rapoartelor (Q_{ti}/Q_{oi}) (V_{ai}/V_c) unitar se obţine factorul de merit în putere:

$$k_p=4\pi^3\rho/cx_{max}^2(f_3/f_{oi})^4=0,013$$

Valoare care este mult mai mică decît valoarea maxim posibilă, ceea ce, la volumul ales al cutiei, va conduce la o utilizare puţin eficientă a difuzorului. Cu acest coeficient puterea acustică radiată de incintă este:

$P_{a\xi i}$ = 0,013.118^4.117^2.10^{-12} = 0,028 W

Cu valorile lui Q_{ti} şi f_{oi} calculate mai sus se poate determina şi factorul de merit în randament şi apoi randamentul:

k_η = $4\pi^2/340^3$.1,5^3.2,7 = 0,12.10^{-6}

η = 0,12.10^{-6}.118^3.20.10^{-3} = 0,4 %

Deci pentru obţinerea puterii acustice maxime de 0,028 W este necesară aplicarea unei puteri electrice de 7 VA. Se observă că este mai mare decît puterea înscrisă pe difuzor (3VA). În calculele efectuate la determinarea parametrilor difuzorului (vezi ∮ 3.6), pe aceasta din urmă am considerat-o putere maximă limitată de elongaţie şi nu aceea pantru care difuzorul se distruge. În cazul montării în incintă, după cum am arătat, pentru o aceeaşi elongaţie corespunde o putere aplicată mai mare, datorită contribuţiei elasticităţii aerului din incintă (vezi ∮ 4.2). Va trebui însă verificat dacă la 7 VA acest difuzor nu se distruge din punct de vedere termic. Pentru micşorarea acestei puteri şi obţinerea unei mai mari eficienţe se va încerca refacerea calculelor pentru un alt volum al cutiei. Pentru obţinerea unei elongaţii relative maxime mai mici, se observă că se impune alegerea unui volum mai mare al cutiei.

Rezultate mai bune se obţin, după cum am arătat, pentru difuzoarele care au un factor de calitate total subunitar.

4.2.1.2 Proiectarea globală

Prin proiectarea globală vom înţelege proiectarea prin care se vor determina şi condiţiile impuse difuzorului pentru obţinerea parametrilor doriţi, acesta fiind el însuşi proiectat şi construit, sau ales cel cu parametrii cei mai apropiaţi dintr-un set disponibil de tipuri constructive.

În general, drept date de proiectare, se impun f_3, Q_{ti}, $P_{a\xi i}$ şi V_c sau η_i. Pentru a duce calculele la bun sfîrşit se impune estimarea în prealabil a valorilor rezonabile pentru Q_{mi}, α şi β. Pentru o incintă goală, factorul de calitate mecanic nu depinde decît de pierderile mecanice ale difuzorului propriu-zis şi este cuprins în general între 5 şi 10. Cu un material de umplere sau capitonaj pierderile cresc şi conduc pentru Q_{mi} la valori tipice între 2 şi 5.

Maximizarea randamentului incintei impune realizarea aşa-numitei suspensii acustice, pentru care α este cuprins între 3 şi 10. Iar după cum am arătat anterior, pentru o incintă bine realizată şi capitonată β este în jurul valorii de 1,2.

Se va admite $Q_{ti} = Q_{tio}$ sau se estimează raportul R_g/R_e.

În cazul în care se impune volumul cutiei V_c, se vor calcula succesiv mărimile:

1 - Frecvenţa de rezonanţă a incintei f_{oi} cunoscînd f_3 şi Q_{ti}

2 - Frecvenţa de rezonanţă a difuzorului cunoscînd f_{oi} şi α

3 - Factorul de calitate electric al incintei Q_{ei} cunoscînd Q_{ti}, Q_{mi}

4 - Volumul de aer echivalent elasticităţii difuzorului $V_{as} = \alpha\beta V_c$

5 - Volumul acustic echivalent al incintei $V_{ai} = V_{as}/(1 + \alpha)$

6 - Randamentul

7 - Puterea electrică necesară obţinerii puterii acustice

$P_{e\xi i} = P_{a\xi i}/\eta_i$

8 - Volumul de deplasare de vîrf din expresia puterii acustice limitată de elongaţie. Se va considera corespunzător factorului de calitate total de 1,1 o elongaţie relativă maximă unitară.

9 - Factorul de calitate electric al difuzorului.

Dacă se impune randamentul în locul volumului cutiei se vor schimba operaţiile 4,5 şi 6 astfel:

4' - Volumul acustic al incintei din formula randamentului.

5' - Volumul acustic echivalent al difuzorului

$V_{as} = V_{ai}(1 + \alpha)$

6' - Volumul cutiei $V_c = V_{as}/\alpha\beta$

Pentru un sistem de larg consum se doreşte în general obţinerea unor dimensiuni cît mai mici şi o frecvenţă limită inferioară cît mai joasă, în schimbul unui randament redus. Ca cerinţe de bază tipice sînt: $f_3 = 40$ Hz, $V_c = 25$ dm^3, $P_{a\xi i} = 0{,}3$ W.

Se impune factorul de calitate total al incintei $Q_{ti} = 1,1$
Se estimează $\alpha = 5$, $Q_{mi} = 5$, $\beta = 1,2$.
Se obţine succesiv:
$f_{oi} = f_3/0,76 = 53$ Hz (pentru Q_{ti} - 1,1)

$$f_{os}=f_{oi}/\sqrt{1+\alpha}=22Hz$$

$Q_{ei} = Q_{ti}Q_{mi}/(Q_{mi} - Q_{ti}) = 1,4$
$V_{as} = \alpha\beta V_c = 5.1,2.25.10^{-3} = 150$ dm^3
$V_{ai} = V_{as}/(1 + \alpha) = 25$ dm^3
$\eta_i = 4\pi^2 f_{oi}{}^3 V_{ai}/c^3 Q_{ei} = 0,32$ %
$P_{e\xi i} = P_{a\xi i}/\eta_i = 0,3/0,0032 = 93$ W

$$V_d=\sqrt{cP_{a\xi i}/4\pi^3\rho f_{oi}^4}=370cm^3$$

$$Q_{es}=Q_{ei}/\sqrt{1+\alpha}=0,57$$

Se remarcă valoarea lui f_{os} cu aproape o octavă sub valoarea lui f_3, ceea ce impune utilizarea unui difuzor cu frecvenţă de rezonanţă foarte mică. Datorită randamentului scăzut puterea electrică necesară la care trebuie să reziste difuzorul este foarte mare.

Dintre mărimile calculate, frecvenţa de rezonanţă f_{os}, volumul de aer echivalent V_{as}, factorii de calitate electric şi mecanic ai sistemului mobil Q_{es} şi Q_{ms} şi volumul de deplasare de vîrf limitat de distorsiuni V_d, servesc la alegerea unui difuzor adecvat aplicaţiei dorite, sau drept date de proiectare pentru dimensionarea unui difuzor. Pentru dimensionarea şi construcţia difuzorului mai este necesară cunoaşterea valorii rezistenţei în curent continuu a bobinei mobile R_e, a proiecţiei suprafeţei de radiaţie S_d şi a puterii electrice de intrare nominale limitată termic P_{th}.

Valoarea impedanţei nominale prevăzute Z_n determină ordinul de mărime al rezistenţei R_e. Ex. pentru $Z_n = 8$ ohmi R_e trebuie să fie aproximativ 6,5 ohmi.

Alegerea lui S_d se face funcţie de condiţiile impuse comportării la frecvenţe înalte, distorsiunilor, puterii acustice, dimensiunilor şi costului. De exemplu, dacă se măreşte suprafaţa de radiaţie S_d se reduce ξ_h ($\xi_h = V_d/S_d$), dar creşte costul difuzorului şi scade frecvenţa limită superioară f_1 (vezi

§ 3.2), deci se reduce banda de frecvenţă. Deci S_d ar trebui ales cît mai mic posibil.

Din punctul de vedere al puterii acustice $P_{a\xi i}$, creşterea acesteia conduce la mărirea volumului de deplasare V_d. Aceasta se poate face fie prin mărirea lui S_d fie prin mărirea lui ξ_h. Pentru a evita creşterea lui S_d se încearcă creşterea lui ξ_h. Aceasta depinde de tehnologia de realizare a suspensiilor şi este deci dificilă. Cerinţele pentru S_d sînt deci contrare şi trebuie căutat un compromis. De regulă nu se utilizează un singur difuzor pentru întreaga bandă

de frecvenţă, iar intensitatea (puterea) sunetelor de frecvenţe mai înalte este mai mică, ceea ce uşurează alegerea suprafeţei de radiaţie pentru difuzoarele specializate pe anumite benzi de frecvenţă (vezi şi § 4.4).

Plecînd de la datele de proiectare prezentate se găseşte succesiv:

- Elasticitatea sistemului mobil $C_{ms} = V_{as}/\rho c^2 S_d^2$
- Masa sistemului mobil: $m_s = m_s' - m_{mr} - m_c$, unde m_s' este masa totală calculată în § 3.6, $m_{mr} = m_{ar}/S_d$ este masa mecanică de radiaţie şi m_c masa echivalentă masei acustice a cutiei m_{ac}.

- Coeficientul de cuplaj electrodinamic $(Bl)=\sqrt{\omega_{os} R_e m' J Q_{es}}$.

- Elongaţia maximă limitată de distorsiuni $\xi_h = V_d/S_d$

Dintre toţi parametrii cel mai greu de controlat este elasticitatea sistemului mobil. În plus acest parametru se modifică în timp datorită îmbătrînirii. Pentru un sistem cu incintă închisă aceasta nu are consecinţe dacă factorul α este suficient de mare, elasticitatea sistemului fiind determinată în acest caz de cutie şi nu de difuzor.

4.2.2 Probleme constructive ale unei incinte închise

Volumul intern net V_c fiind determinat, trebuie construită cutia. Prima problemă este alegerea formei. Aceasta are un rol important în difracţie, la frecvenţe înalte. Teoretic cea mai potrivită formă este sfera, dar realizarea sa este dificilă. Paralelipipedul rectangular a fost în practică forma general adoptată. Este bine să i se rotunjească muchiile şi colţurile pentru a atenua şi regulariza efectele difracţiei chiar dacă se complică realizarea. În orice caz difuzorul nu trebuie montat central.

Se pune apoi problema proporţiilor. Ele trebuie alese în aşa fel încît să se obţină o repartiţie a frecvenţelor proprii cît mai regulată. În particular trebuie evitată suprapunerea modurilor (aceleaşi frecvenţe proprii pentru feţe diferite), situaţia cea mai defavorabilă fiind cubul. Cele mai bune rapoarte sînt: 1:1,202:1,435 sau 1:1,401:1,863. Înclinarea peretelui de fund permite ameliorarea repartiţiei frecvenţelor proprii. Dimensiunile interne se calculează plecînd de la proporţiile alese şi de la volumul brut necesar, care este suma dintr V_c şi volumele ocupate de difuzor şi eventualele dispozitive anexe.

Pereţii incintei se pot considera ca plăci încastrate prezentînd moduri proprii de oscilaţie. Dacă frecvenţele de rezonanţă se situează peste 500 sau 1000 Hz, vibraţiile corespunzătoare sînt mai puţin jenante deoarece au amplitudini mici. Se aleg materiale care au raportul E/ρ cît mai mare şi un factor de pierderi cît mai ridicat. Sînt aceleaşi cerinţe contradictorii ca şi pentru materialele necesare realizării membranelor difuzoarelor, dar nu se pune

şi problema greutăţii. Sînt recomandate panouri din lemn aglomerat sau placaj cu grosimi de 15 la 30 mm. Se pot utiliza şi panouri de metal sau material plastic cu condiţia de a le căptuşi pe faţa interioară cu un material absorbant (cu pierderi mari prin frecare). Se recomandă în acest caz subdivizarea plăcilor mari prin îndoituri sau nervuri pentru a determina creşterea frecvenţelor proprii.

Asamblarea incintei trebuie să fie rigidă şi etanşă. Adică trebuie evitată trnsformarea incintei închise într-una deschisă cu pierderi mari ($R_{ac} > R_{as}$). Se admite o gaură mică pentru egalizarea presiunii statice.

În ultima vreme, pentru mărirea elasticităţii acustice şi a factorului de merit în putere la un volum al cutiei cît mai mic se utilizeaă incinte închise presurizate (se măreşte densitatea aerului din interior). La aceste incinte trebuie utilizate difuzoare speciale, cu elasticitate mai mare şi altă poziţie de repaos a bobinei.

În afară de calculul şi realizarea acustică propriu-zisă este necesar să fie luate în consideraţie şi alte aspecte privind funcţionarea incintelor. În primul rînd aceasta este un sistem mecanic pus în mişcare de oscilaţia membranei şi oscilaţiile mecanice rezultante sînt nedorite. Micşorarea cuplajului mecanic nedorit dintre difuzor şi incintă se realizează prin montarea difuzorului pe panoul frontal prin intermediul unui inel de material moale (cauciuc spongios sau pîslă) şi prin confecţionarea cutiei cu masă cît mai mare. De aceea sînt preferabili pereţii groşi, în unele construcţii adoptîndu-se chiar soluţia utilizării unui strat de nisip între două foi de placaj sau material plastic.

La frecvenţe înalte dimensiunile incintei devin comparabile cu lungimea de undă şi deci se pot produce în interiorul acesteia unde staţionare. Apariţia acestor unde conduce la o încărcare a spatelui membranei, încărcare care se modifică cu frecvenţa în limite foarte largi. Se introduc astfel în caracteristica de frecvenţă a sitemului incintă-difuzor o serie de maxime şi minime. Soluţia cea mai eficientă pentru evitarea acestui efect, cît şi pentru liniarizarea transformărilor termodinamice din incintă este umplerea incintei cu un material absorbant. Soluţia este mai greu de aplicat deoarece trebuie asigurată protecţia membranei difuzorului şi de aceea se preferă adesea capitonajul cutiei pe o grosime de 50 + 70 mm. Materialele utilizate sînt: vata de sticlă sau minerală, fibre de sticlă, burete etc.

La montarea difuzoarelor pe panoul frontal al cutiei, datorită grosimii apreciabile a acestuia, dacă difuzorul este montat în interior, apare în faţa membranei un tub acustic care încarcă radiaţia. Se produce practic o mărire a masei efective a difuzorului cu consecinţe în modificarea parametrilor de semnal mic a acestuia. De aceea, dacă nu este posibilă montarea difuzorului cu baza conului membranei la suprafaţa exterioară a cutiei, trecerea de la conul difuzorului la peretele exterior se face printr-o secţiune conică, cu unghi de 45°, după cum se vede în figura 4.7. Soluţia aceasta este absolut necesară în cazul difuzoarelor pentru frecvenţe înalte, care sînt montate încasetate separat pe panoul frontal al incintei.

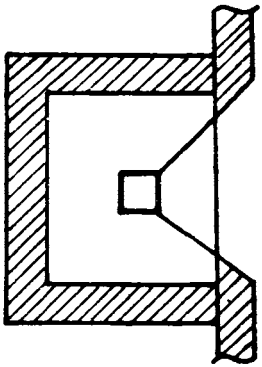


Fig.4.7

La realizarea incintelor acustice nu trebuie pierdută din vedere nici armonizarea cît mai bună cu mobilierul încăperilor de locuit, sau cu spaţiul în care urmează a fi utilizate (automobil, sală de spectacol, etc.)

4.3 Incinta cu deschidere (bass reflex)

Incintele acustice închise pentru difuzoare au fost realizate tocmai pentru a închide (anula) radiaţia de spate a membranei difuzorului, radiaţie care este în antifază cu radiaţia de faţă. La difuzorul liber acestea interferă, el comportîndu-se ca un dipol acustic.

Incinta cu deschidere este reprezentată în secţiune în figura 4.8.

Pe lîngă deschiderea pentru difuzor, cutia mai prezintă o deschidere sub forma unui tub acustic. Ideea de bază, care a condus la realizarea unui astfel de sistem, este de a folosi unda de spate a difuzorului după o defazare cu 180°. Unda de spate pune în mişcare aerul din incintă, care se comportă elastic (prezintă o elasticitate acustică C_{ac}) şi aerul din deschidere (tub), care se comportă preponderent ca o masă acustică m_{at}. Deplasarea aerului prin deschidere va genera la rîndul ei o presiune acustică într-un punct exterior din spaţiu, care se va suma cu presiunea creată de unda de faţă a difuzorului în acel punct.

Cutia împreună cu deschiderea formează un rezonator acustic (C_{ac}, m_{at}). Pentru frecvenţe mai mari decît frecvenţa de rezonanţă, datorită efectului inerţial dat de masa aerului din deschidere, o compresie a aerului în faţa membranei difuzorului va conduce tot la o compresie şi în faţa deschiderii şi deci presiunile corespunzătoare într-un punct exterior din spaţiu sînt în fază. Deci unda de spate poate fi utilizată în scopul măririi presiunii generate de con numai în domeniul frecvenţelor mai mari decît frecvenţa de rezonanţă a incintei. La frecvenţe mai joase volumul de aer din tub se comprimă foarte puţin şi presiunile create de difuzor şi deschidere rămîn în antifază şi presiunea sonoră creată în exterior scade foarte mult. La frecvenţa de rezonanţă a incintei se poate considera că numai deschiderea radiază.

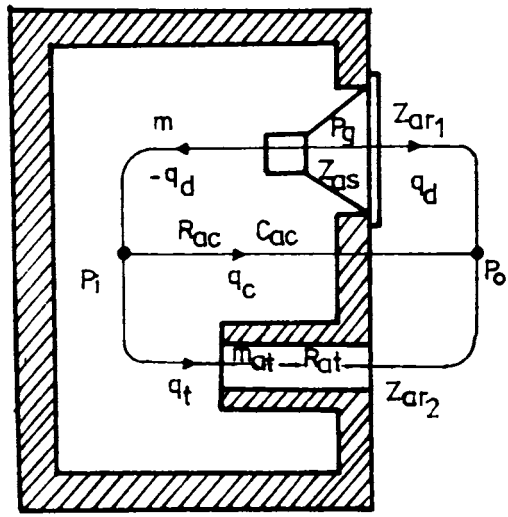


Fig.4.8

Ţinînd seama de faptul că randamentul difuzorului scade mult sub frecvenţa de rezonanţă se impune ca frecvenţa de rezonanţă a incintei să se aleagă în apropierea frecvenţei de rezonanţă a difuzorului dar ceva mai mare (vezi şi paragrafele următoare). Deci incinta deschisă nu poate suplini deficienţele unui difuzor cu frecvenţă de rezonanţă ridicată (nu poate coborî limita inferioară a benzii de frecvenţă).

4.3.1 Modelarea incintei acustice cu deschidere

Considerînd difuzorul reprezentat ca o sursă de presiune p_g şi o impedanţă acustică Z_{as}, care include elementele R_{ae}, R_{as}, m_{as} şi C_{as} (elemente electrice şi mecanice care caracterizează difuzorul raportate la partea acustică), iar cutia caracterizată de o elasticitate acustică C_{ac} şi o rezistenţă acustică R_{ac} şi tubul (deschiderea) caracterizată de o masă acustică m_{at} şi o rezistenţă acustică R_{at} şi ţinînd cont de legile reprezentării sistemelor acustice prezentate în capitolul 2, se obţine schema echivalentă acustică a incintei cu deschidere din figura 4.9.

În figură s-au neglijat de fapt rezistenţele acustice ale cutiei şi deschiderii şi de asemenea rezistenţele acustice de radiaţie, iar masele acustice de radiaţie, care de fapt caracterizează impedanţele de radiaţie ale celor două deschideri au fost incluse în masele acustice ale elementelor respective. Au apărut în felul acesta notaţiile: $m'_{as} = m_{as} + m_{ae} + m_{ar1}$ şi $m'_{at} = m_{at} + m_{ar2}$.

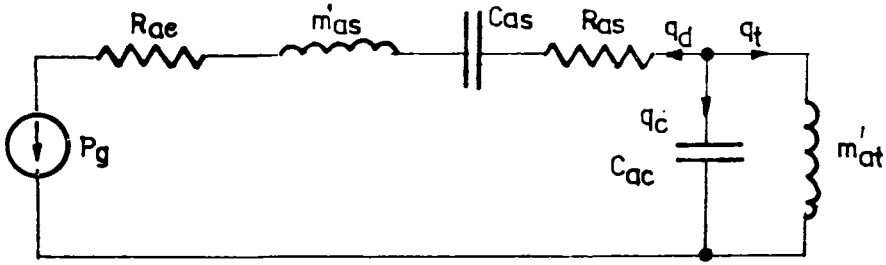


Fig.4.9

Se poate face o reprezentare trecînd toate elementele numai în partea electrică a sistemului. Se obţine schema echivalentă electrică a incintei cu deschidere din figura 4.10.

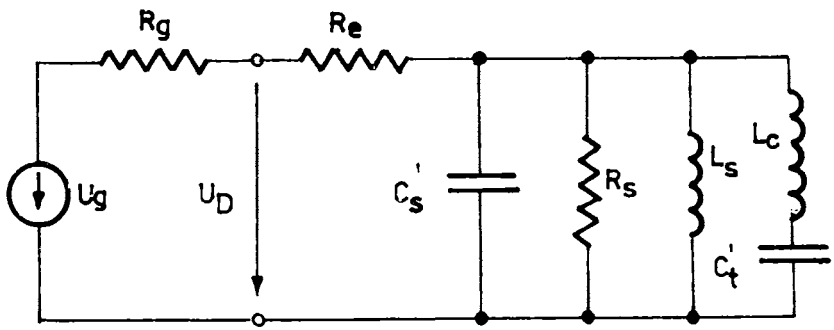


Fig.4.10

Legătura dintre elementele acustice, mecanice şi electrice din aceste două figuri este exprimată de relaţiile:

$L_a = C_{ms}(Bl)^2 = C_{as}(Bl)^2/S_d^2$

$C_e' = m_s'/(Bl)^2 = m_{as}'S_d^2/(Bl)^2$

$R_a = (Bl)^2/R_{ms} = (Bl)^2/S_d^2R_{as}$

$L_c = C_{ac}(Bl)^2/S_d^2$

$C_t' = m_{at}'S_d^2/(Bl)^2$

unde produsul Bl este coeficientul de transfer mecano-electric, iar S_d coeficientul de transfer mecano-acustic.

Schemele echivalente demonstrează că incinta cu deschidere este un rezonator acustic cu frecvenţa de rezonanţă

$$f_{oc}=1/2\pi\sqrt{C_{ac}m'_{as}}=1/2\pi\sqrt{L_cC'_t}$$

Pentru a o compara cu frecvenţa de rezonanţă a difuzorului f_{os}, se introduce valoarea raportată la această frecvenţă $h = f_{oc}/f_{os}$. Se utilizează ca şi pentru incinta închisă factorul de elasticitate $\alpha = C_{as}/C_{ac}$. Se pot defini de asemenea factorii de calitate mecanic, electric şi total. Ţinînd cont şi de rezistenţa sursei de semnal (amplificator), factorul de calitate total al sistemului cu incintă deschisă la frecvenţa de rezonanţă a difuzorului f_{os} este dat de:

$$Q_t^{-1}=Q_{ms}^{-1}+Q_{es}^{-1}(R_g/(R_e+R_g))$$

Prin analiza schemei echivalente acustice se poate calcula debitul acustic generat de sistem şi cu acesta puterea acustică radiată. Trebuie remarcat că trecerea la incinta deschisă modifică frecvenţa de rezonanţă a difuzorului deoarece masa acustică a difuzorului este modificată (m'_{as}). Se poate însă considera modificarea neglijabilă într-o primă aproximaţie, ca şi în cazul incintei închise. Considerînd rezistenţa acustică de radiaţie a incintei deschise (ca dealtfel şi a incintei închise) ca o rezistenţă de radiaţie de referinţă a unei mici surse pulsante aflate în apropierea unui ecran rigid $R_{ar} = 2\pi\rho f^2/c$ se ajunge după aranjare la expresia:

$$P_a=P_{ao}|G_o(j\omega/\omega_{os})|^2$$, unde P_{ao} este independentă de frecvenţă, iar G_o poate fi pusă sub forma: $G_o(j\omega/\omega_{os}) =$

$$=\frac{(\frac{j\omega}{\omega_{os}})^4h^{-2}}{(\frac{j\omega}{\omega_{os}})^4h^{-2}+(\frac{j\omega}{\omega_{os}})^3h^{-2}Q_t^{-1}+(\frac{j\omega}{\omega_{os}})(1+h^{-2}(1+\alpha))+(\frac{j\omega}{\omega_{os}})Q_t^{-1}+1}$$

În practică se pune problema de a controla curba de răspuns a puterii acustice, deci de a determina $G_o(j\omega/\omega_{os})$, care corespunde unui filtru trece sus de ordinul patru, în aşa fel încît să satisfacă anumite criterii ca frecvenţă limită inferioară, constanţă în banda de frecvenţă, etc., şi de a găsi valorile corespunzătoare ale lui h, Q_t şi α.

O primă metodă constă în identificarea lui $G_o(j\omega,\omega_{os})$ cu funcţii de transfer particulare cu proprietăţi cunoscute, rezultate din teoria filtrelor electrice. Se observă că această expresie poate fi scrisă sub forma generală:

$$G(j\omega/\omega_o)=\frac{(j\omega/\omega_o)^4}{(j\omega/\omega_o)^4+a_1(j\omega/\omega_o)^3+a_2(j\omega/\omega_o)^2+a_3(j\omega/\omega_o)+1}$$

Prin identificarea cu forma prezentată anterior se găseşte:

$h = a_3/a_1$

$\alpha = a_2h - h^2 - 1$

$$Q_t=1/\sqrt{a_1a_3}$$

$$\omega_3/\omega_{oo}=\sqrt{h}(\omega_3/\omega_o)$$

unde ω_3 este pulsaţia de tăiere la jumătate de putere (la 3 dB) a funcţiei $G(j\omega/\omega_o)$.

Să considerăm funcţia trece sus de tip Butterworth de ordinul 4 (B_4) definită de funcţia:

$$G(j\omega/\omega_o)=\sqrt{(\omega/\omega_o)^8/(1+(\omega/\omega_o)^8)}$$

Identificînd cu expresia generală obţinem:

$a_1 = a_3 = 2{,}613$; $a_2 = 3{,}414$; $\omega_3 = \omega_o$

Se pot cu aceşti coeficienţi calcula parametrii doriţi:

$h = 1$; $\alpha = 1{,}414$; $Q_t = 0{,}384$

O a doua metodă posibilă este simularea pe calculator a curbei de răspuns. Astfel, prin încercări succesive, se determină combinaţia valorilor h, Q_t şi α astfel încît $G_o(j\omega/\omega_{oo})$ să satisfacă diferitele criterii de formă, după cum am mai precizat.

În tabelul de mai jos se dau valorile lui h, α, Q_t şi raportul f_3/f_{oo} pentru cinci funcţii de transfer: [1]

Nr.	Tip funcţie	h	α	Q_t	f_3/f_{oo}
1	$Butterworth_4$	1	1,414	0,384	1
2	$Cebîşev_4$	0,77	0,589	0,505	0,65
3	QB_3	1,41	4,46	0,259	1,77
4	HM 39	0,6	0,3	0,8	0,46
5	HM 50	1	1	0,447	0,87

Prima este un filtru Butterworth de ordinul 4, a doua este pentru un filtru Cebîşev de ordinul 4 cu k = 0,5, a treia specifică o aliniere Qvasi-Butterworth de ordinul trei, iar ultimele două au fost obţinute prin simulare pe calculator. Reprezentarea grafică a acestor cinci funcţii apare în figura 4.11. Pentru proiectare se poate alege un astfel de răspuns şi lua din tabel valorile parametrilor necesari.

Din analiza schemei echivalente electrice din figura 4.10 se găseşte impedanţa de intrare în joasă frecvenţă:

Ţinînd cont de expresiile pulsaţiilor de rezonanţă ale incintei şi difuzorului, ale factorilor de calitate mecanic şi electric ai difuzorului şi de raportul h al frecvenţelor de rezonanţă amintite, impedanţa de intrare a incintei

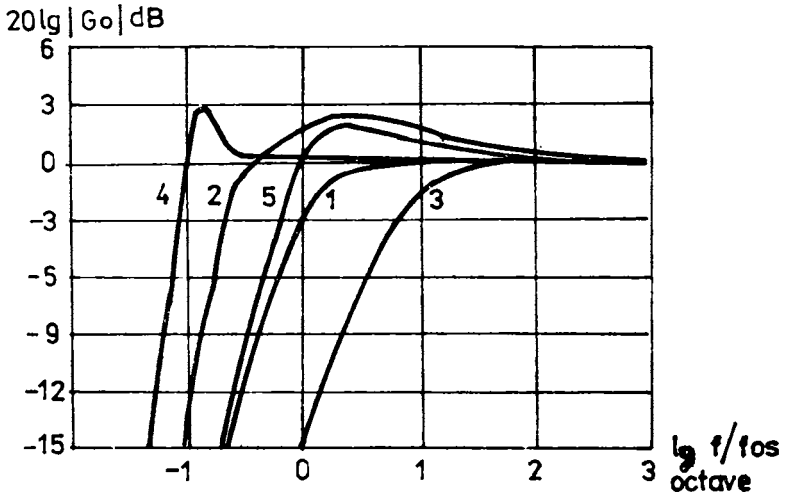


Fig.4.11

$$Z_d = R_e + \frac{(1-\omega^2 L_c C'_t) j\omega L_s R_s}{R_s(1-\omega^2 C'_t(L_s+L_c)) + j\omega L_s(1-j\omega C'_s R_s)(1-\omega^2 L_c C'_t)}$$

deschise raportată la rezistenţa electrică a difuzorului se poate aduce la forma: $z_d = 1 +$

$$+\frac{Q_{ms}}{Q_{es}} \cdot \frac{\frac{j\omega}{\omega_{os}} Q_{ms}^{-1}\left(\frac{1}{h^2}\left(\frac{j\omega}{\omega_{os}}\right)^2 + 1\right)}{\left(\frac{j\omega}{\omega_{os}}\right)^4 \frac{1}{h^2} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}}\right)^3 \frac{Q_{ms}^{-1}}{h^2} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}}\right)^2 \left[1 + \frac{(1+\alpha)}{h^2}\right] + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}}\right) Q_{ms}^{-1} + 1}$$

Reprezentată grafic funcţie de frecvenţă curba $z_d(f)$ prezintă două maxime, aşa după cum se observă în figura 4.12. Aceste maxime sînt separate printr-un minim la frecvenţa f_{oc}, de rezonanţă a incintei, unde impedanţa raportată ia valoarea 1 adică $Z_d = R_e$.

Studiul funcţiei de transfer a impedanţei normalizate conduce la relaţiile:

$$f_{os} = f_l f_h / f_{oc}$$

$$\alpha = (f_h + f_{oc})(f_h - f_{oc})(f_{oc} + f_l)(f_{oc} - f_l)/f_l^2 f_h^2$$

unde $f_l < f_{oc}$ şi $f_h > f_{oc}$ sînt frecvenţele corespunzătoare celor două maxime.

Cu aceste relaţii se pot determina f_{os} şi α măsurînd f_{oc}, f_l, f_h.

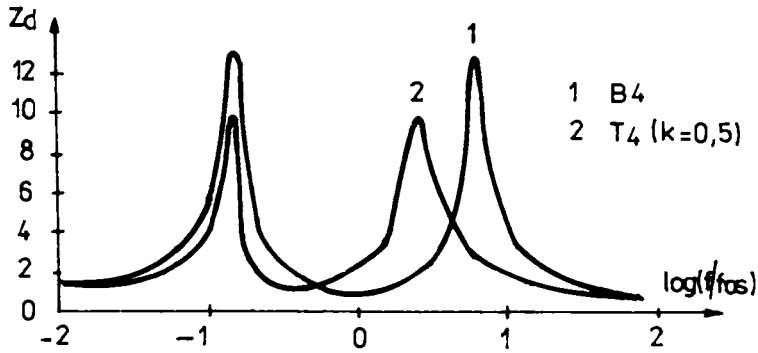


Fig.4.12

Dacă f_1 şi f_h sînt uşor de sesizat (determinat), datorită inductanţei L_e a bobinei difuzorului, f_{oc} nu corespunde cu exactitate minimului observat între f_1 şi f_h. Obturînd deschiderea şi determinînd frecvenţa de rezonanţă a incintei închise astfel formate f'_{oc}, se poate demonstra, admiţînd egale masele acustice pentru incinta închisă şi deschisă, că:

$$f_{oc}=\sqrt{f_1^2+f_h^2-f'^2_{oc}}$$

$$\alpha=f_{oc}^2 f'^2_{oc}/f_1^2 f_h^2$$

Deci măsurînd frecvenţa de rezonanţă a incintei închise şi apoi cele două rezonanţe ale incintei deschise se pot determina principalii parametri ai sistemului bass-reflex, deci se poate verifica experimental dacă sistemul construit corespunde cerinţelor impuse.

Pentru reducerea distorsiunilor neliniare în jurul frecvenţei de rezonanţă a difuzorului se va asigura prin proiectare $f_{os} = f_{oc}$, deoarece, după cum se observă în figura 4.13, la f_{oc} impedanţa difuzorului scade şi compensează creşterea elongaţiei în jurul frecvenţei de rezonanţă a difuzorului f_{os}.

4.3.2 Proiectarea sistemelor cu incintă deschisă

Pentru proiectarea incintelor cu deschidere se definesc ca şi pentru sistemele cu incintă închisă factorii de merit în putere şi randament, pentru a exprima aceste mărimi funcţie de mărimile specifice şi uşor măsurabile ale difuzorului utilizat şi cutiei.

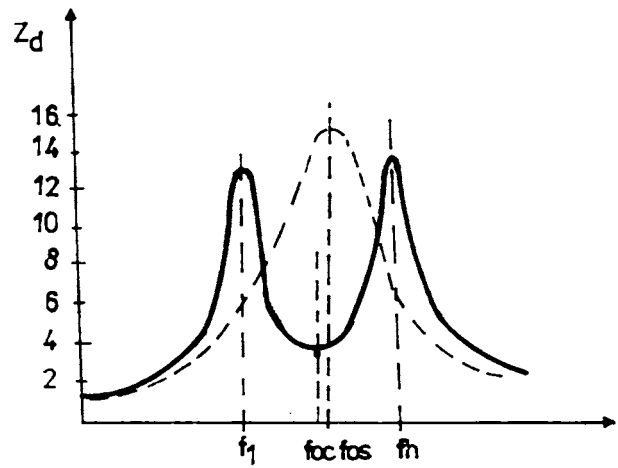


Fig.4.13

$P_a = k_p f_3^4 V_d^2$ cu $k_p = (4\pi^3\rho/cx_{max}^2)(f_{oc}/f_3)^4$

$\eta = k_\eta f_3^3 V_c$ cu $k_\eta = (Q_t/Q_{es})(V_{as}/V_c)(4\pi^2/c^3 Q_t)(f_{oc}/f_3)^3$

Pentru $Q_t = Q_{es}$ (pierderi mecanice mici) maximul lui k_η este în funcţie de f_{oc}/f_3 şi Q_t. Randamentul teoretic maxim la care se poate spera pentru o incintă cu deschidere proiectată optim, care corespunde unui aliniament de tip Cebîşev de ordinul 4 este:

$\eta = 3{,}9.10^{-6} f_3^3 V_c$

Această relaţie este reprezentată grafic (diagrame Small) în figura 4.14.a.

Factorul de merit în putere k_p este cuprins între 0,3 şi 10 funcţie de forma aleasă pentru G_o. În practică, o estimare valabilă pentru cazul în care semnalul nu are componente importante sub frecvenţa de rezonanţă f_{oc} este $k_p = 3$ şi deci:

$P_a = 3 f_3^4 V_d^2$

Legătura dintre mărimile cuprinse în această relaţie este reprezentată şi în figura 4.14.b. Graficele din figura 4.14 servesc la estimarea rapidă a unui al treilea parametru cînd se cunosc ceilalţi doi, pentru considerarea corectă, din start, a exigenţelor impuse parametrilor sistemului.

Se vede că din punct de vedere al randamentului şi al puterii acustice radiate, incinta cu deschidere este avantajoasă în raport cu incinta închisă (factori de merit mai mari).

Pentru proiectarea incintei cu deschidere se impun, în general, frecvenţa limită inferioară f_3 şi linia generală a curbei de răspuns, volumul cutiei V_c sau randamentul, puterea acustică radiată maximă. Se estimează în

prealabil valoarea scontată pentru factorul de calitate mecanic al difuzorului Q_{ms}, care se situează în general între 5 şi 10.

În practică se alege curba de răspuns dorită (vezi tabelul prezentat şi figura 4.11), de unde se obţin imediat valorile parametrilor h, α, Q_t şi f_3/f_{os}.

În ipoteza în care $Q_{ts} \approx Q_t$ ($R_g << R_e$), parametrii necesari (care se impun) pentru difuzor se vor determina astfel:

1. Factorul de calitate electric $Q_{es} = Q_{ms}Q_t/(Q_{ms} - Q_t)$
2. Volumul de aer echivalent $V_{as} = \alpha V_c$
3. Frecvenţa de rezonanţă $f_{os} = f_3/(f_3/f_{os})$
4. Randamentul, calculînd mai întîi factorul de merit
5. Puterea electrică necesară $P_e = P_a/\eta$
6. Volumul de deplasare de vîrf, din formula puterii acustice, estimînd factorul de merit în putere la valoarea 3, după cum am arătat: $V_d^2 = P_a/3f_3^4$

Cunoscînd debitul şi funcţia de transfer a răspunsului $G_o(j\omega)$ se poate determina expresia elongaţiei relative:

$$\tilde{x}_o = (h^2(f_{os}/f)^2 - h^4(f_{os}/f)^4) \cdot |G_o(f/f_{os})|$$

Determinînd valoarea maximă a elongaţiei relative cu valoarea maximă a modulului lui G_o cunoscută, se poate determina mai exact, fără estimarea factorului de merit, volumul de deplasare de vîrf din:

$$P_a = (4\pi^3 \rho/c) \cdot (f_{os}^4 V_d^2) x_{max}^{-2}$$

Dacă se impune randamentul în loc de volumul cutiei se va determina factorul de merit în randament avînd estimat α, adică (V_{as}/V_c) şi apoi din formula randamentului în funcţie de factorul de merit volumul cutiei V_c.

Cunoscînd Q_{es}, Q_{ts}, V_{as}, f_{os}, P_e şi V_d se poate acum alege sau proiecta şi construi difuzorul care să aibă aceşti parametri, solicitaţi de condiţiile impuse sistemului.

Avînd volumul cutiei (impus sau calculat), incinta se realizează după aceleaşi principii ca pentru incinta închisă. Se impune ca pierderile acustice să fie cît mai mici şi de aceea se va avea grijă ca la asamblarea cutiei şi fixarea difuzorului să se asigure o cît mai bună etanşare. Nu se recomandă, din acelaşi motiv, utilizarea de ţesături sau plase decorative în faţa difuzorului sau deschiderii.

Din formula frecvenţei de rezonanţă a cutiei cu deschidere şi ţinînd cont de exprimarea elasticităţii acustice a cutiei funcţie de volumul acesteia se poate calcula masa acustică a deschiderii:

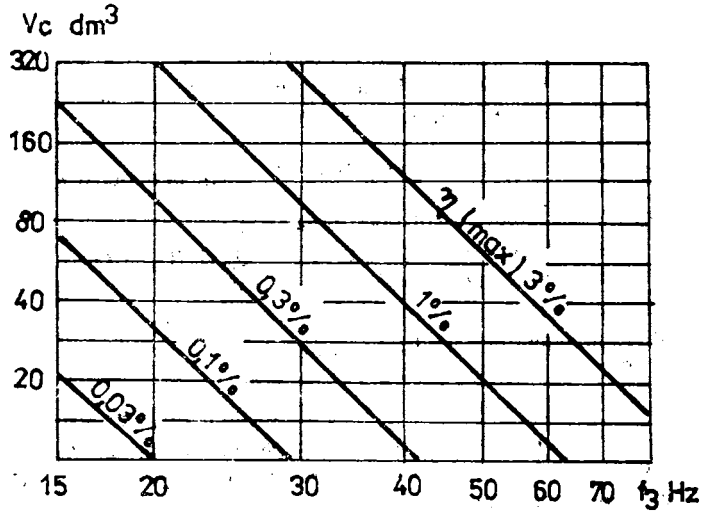
$$m'_{at} = \rho c^2/V_c(2\pi h f_{oc})^2$$

Dar aceasta se poate exprima funcţie de dimensiunile deschiderii:

$$m'_{at} = \rho l'_t/S_t$$

unde l'_t este lungimea tubului ţinînd cont şi de efectele de capăt (radiaţie), iar S_t secţiunea acestuia.

Din cele două expresii se poate calcula raportul l'_t/S_t.



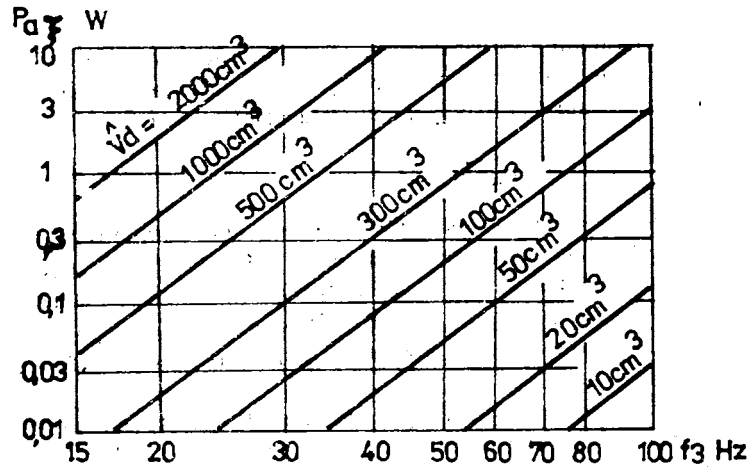


Fig.4.14

Pentru secţiune circulară efectul de capăt (antrenarea aerului pe o lungime l_c în afara tubului) se consideră $l_c = 0{,}541/r_t$. Prin r_t s-a notat raza deschiderii (tubului).

Suprafaţa deschiderii trebuie aleasă suficient de mare pentru a nu avea prin tub viteze mari de deplasare ale aerului, care să determine creşterea pierderilor. Se admite o viteză maximă de 5m/s, de unde rezultă

că $S_t \geq 0{,}8 f_{oc} V_d$.

Pentru determinarea dimensiunilor deschiderii se va proceda deci după cum urmează:

- Se alege suprafaţa deschiderii funcţie de V_d şi f_{oc} ($f_{oc} = f_{os}$)
- Se calculează lungimea (adîncimea) deschiderii din:

$l_t/S_t = l_t'/S_t - 0,541/r_t$

- Se verifică dacă $l_t < \lambda_{oc}/12$ şi dacă nu depăşeşte adîncimea aleasă pentru cutie. Pentru micşorarea lungimii l_t se poate mări secţiunea tubului S_t. O secţiune mare se poate face din mai multe tuburi în paralel.

Pentru o secţiune dreptunghiulară $S_t = a \times b$, cele două laturi a şi b se pot alege astfel:

$$a=0,793 \cdot D/\sqrt{k} \quad \text{şi} \quad b=0,793\sqrt{k} \cdot D \ ,$$

unde $D = 2r_t$ şi $k = b/a$

Pentru o mai bună înţelegere să proiectăm un sistem cu incintă cu deschidere pentru sonorizarea unei chitare bass, care redă cea mai gravă notă cu frecvenţa de 41,2 Hz (nota mi de jos). Se fixează volumul net al cutiei la 125 dm^3 şi se doreşte furnizarea unei puteri acustice de 3 W.

Conform cu cele prezentate estimăm factorul de calitate mecanic al difuzorului ce va trebui utilizat pentru sonorizare la $Q_{ms} = 5$.

Puterea acustică cerută fiind mare ne oprim la un răspuns în frecvenţă de tip Cebîşev de ordinul 4, pentru a maximiza randamentul. Vor rezulta din tabelul prezentat parametrii: $h = 0,77$; $\alpha = 0,589$; $Q_t = 0,505$ şi $f_3/f_{os} = 0,65$. Ţinînd cont de forma curbei din figura 4.11 (curba de răspuns aleasă) putem alege frecvenţa limită inferioară f_3 în apropierea frecvenţei corespunzătoare notei mi de jos. Fie $f_3 = 38$ Hz.

Urmărind etapele prezentate vom obţine succesiv:

$$Q_{ts} \approx Q_t = 0,5$$

$Q_{es} = 5.0,5/(5 - 0,5) = 0,56$

$f_{os} = 38/0,65 = 58,5$ Hz

$\eta = 3,9.10^{-6}.38^3.125.10^{-3} = 2,7$ % (s-a utilizat valoarea maximă a factorului de merit pentru curba de răspuns aleasă. Calculînd-o cu valorile din problemă ar fi rezultat $3,76.10^{-6}$)

$V_{as} = 0,589.125 = 73,5$ dm^3

$P_{ef} = 3/2,7.10^{-2} = 110$ W

Avînd frecvenţe în spectrul semnalului sub frecvenţa de rezonanţă a cutiei nu putem lua valoarea 3 pentru factorul de merit în putere. Determinarea elongaţiei maxime relative este laborioasă manual. Din diagramele lui Small din figura 4.14.b se observă că pentru puterea acustică de 3 W şi frecvenţa limită inferioară de 38 Hz impuse, volumul de deplasare la vîrf al difuzorului trebuie să fie cuprins între 700 şi 800 cm^3. Estimînd $k_p = 2$ se obţine $V_d = 850$ cm^3 şi vom considera această valoare.

Pentru acest volum de deplasare se impun:

$S_t \geq 0{,}8 \cdot 0{,}77 \cdot 58{,}5 \cdot 850 \cdot 10^{-6} \geq 306 cm^2$

Se alege r_t = 10 cm şi rezultă S_t = 314 cm^2
$l_t'/S_t = 340^2/125.10^{-3}(2\pi.0{,}77.58{,}5)^2 = 11{,}6\ m^{-1}$
$l_t/S_t = 11{,}6 - 5{,}41 = 6{,}2\ m^{-1}$

$l_t = 6{,}2.0{,}0314 \approx 19$ cm

Secţiunea tubului este foarte mare. Se va realiza de aceea deschiderea din patru tuburi cu raza de 5 cm. Efectul de capăt este mai pronunţat şi tuburile pot fi scurtate puţin.

Cutia fiind de volum mare este preferată alegerea proporţiilor 1 x 1,401 x 1,863 pentru cele trei dimensiuni. În această situaţie, dimensiunea cea mai mică este $\sqrt[3]{125 \cdot 10^{-3}/1{,}4 \cdot 1{,}863} \approx 36 cm$ şi este mai mare decît lungimea deschiderii şi deci cutia poate fi realizată.

De multe ori difuzorul este impus (dispunem de un difuzor anume) şi se cunosc deci parametrii acestuia. Pentru proiectarea incintei se va căuta în acest caz funcţia de transfer care să asigure un factor de calitate Q_t cît mai apropiat de factorul de calitate total al difuzorului. Se vor deduce α, h şi f_3/f_∞, iar apoi, cunoscînd puterea acustică, V_c ş.a.m.d.

Asigurarea altor parametri ca frecvenţă limită inferioară, sau volumul cutiei nu poate fi luată în discuţie, decît în măsura în care caracteristica astfel aleasă îi asigură. Pentru aprecierea efectelor abaterilor de la parametrii impuşi precizăm că un ecart de 25 % de Q_t crează o ondulaţie în curba de răspuns de 2 dB.

Estimarea tuturor efectelor fiind laborioasă şi imprecisă este preferabil de a nu impune frecvenţa limită inferioară f_3 sau volumul cutiei V_c, ci de a încerca doar maximizarea randamentului, după cum am prezentat, ceilalţi parametri urmărindu-i doar pentru încadrarea în valori rezonabile.

Cerinţele impuse proiectării incintelor cu deschidere pot conduce la soluţii irealizabile practic (ex. lungimea tubului mai mare decît adîncimea cutiei). Această situaţie a condus la construirea unui alt tip de incinte, la care deschiderea a fost înlocuită cu o membrană suspendată pe circumferinţa sa, numite incinte cu radiator pasiv şi reprezentate schematic în figura 4.15. Membrana (radiatorul pasiv) poate fi şi conică, adică chiar un difuzor fără bobină şi magnet. Montată în locul deschiderii ea defineşte o impedanţă acustică Z_{ap} formată din masa acustică a membranei m_{ap}, elasticitatea acesteia C_{ap} şi rezistenţa sa de pierderi R_{ap}. Respectînd regulile de reprezentare a sitemelor mecano-acustice se obţine schema echivalentă acustică a incintei cu radiator pasiv din figura 4.16.

Studiul sistemului cu radiator pasiv urmează acelaşi drum cu al celui cu deschidere, dar este de o complexitate mai mare şi este necesară apelarea la calculator pentru modelarea şi studiul funcţiei de transfer şi a determinării principalilor parametri.

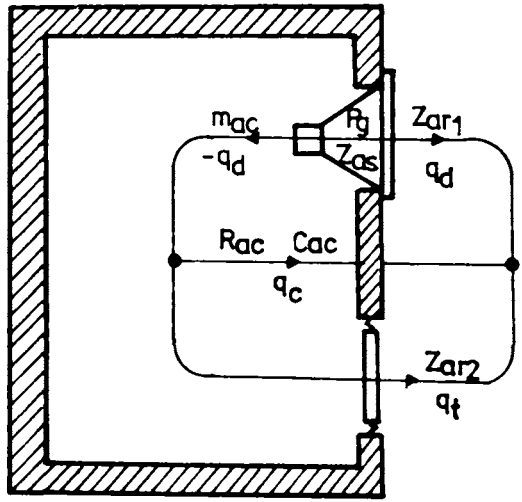


Fig.4.15

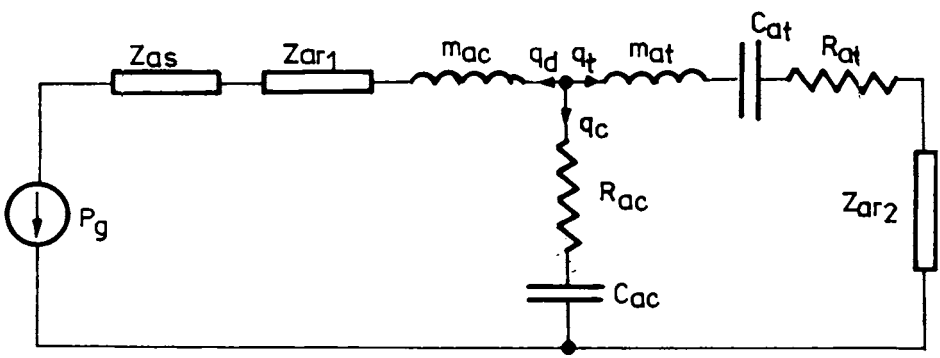


Fig.4.16

Comparînd performanţele incintei cu deschidere cu cele ale incintei cu radiator pasiv rezultă că aceasta din urmă este preferabilă cînd se cere o putere acustică mare pentru un volum al cutiei mic, cînd este posibil, după cum am arătat, ca lungimea deschiderii să depăşească adîncimea cutiei şi realizarea incintei să nu mai fie posibilă.

4.4 Sisteme acustice cu căi multiple

Din cele prezentate pînă acum rezultă că incintele acustice şi difuzoarele electrodinamice în general nu pot asigura transmisia în condiţii bune a întregului spectru de frecvenţă al semnalului audio. Incintele asigură o îmbunătăţire a caracteristicii în domeniul frecvenţelor joase. Pentru o frecvenţă limită superioară cît mai ridicată diametrul membranei trebuie să fie cît mai mic, cerinţă contrară celei pentru o putere acustică mare sau pentru redarea frecvenţelor joase. De aceea, transmiterea sunetului se face adesea împărţind spectrul semnalului sonor în mai multe părţi (game), fiecare parte fiind transmisă de un difuzor specializat.

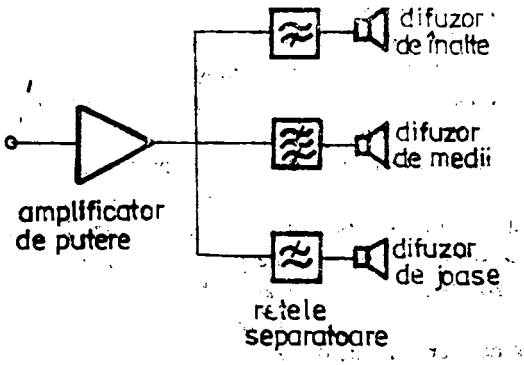
Un difuzor sau o incintă cu căi multiple este un sistem de mai multe difuzoare, în general combinate cu reţele separatoare, în aşa fel încît banda sa nominală de frecvenţă rezultă din compunerea celor ale difuzoarelor constituente. Sînt posibile structurile aval, cînd reţelele separatoare (filtrele) sînt plasate între amplificatorul de putere şi difuzoare, sau cele amonte la care reţelele de separare sînt plasate în faţa a cîte unui amplificator de putere, după cum se poate observa în fig.4.17.

Dacă la prima vedere cea de-a doua variantă pare mai costisitoare, ea necesitînd 3 amplificatoare de putere, realizarea de filtre de ordin superior de putere, ca în prima soluţie, impune utilizarea de condensatoare şi bobine scumpe şi de gabarit mare, care pot inversa raportul costurilor în special în cazul utilizării amplificatoarelor de putere integrate. În plus, la semnal mic se pot utiliza filtre active mult mai precise şi mai uşor de controlat.

Frecvenţele de separare ale filtrelor sînt limitele benzilor de frecvenţă ale difuzoarelor. Deoarece componentele spectrale ale semnalului audio (vorbă sau muzică) nu au aceeaşi intensitate, componentele de frecvenţă inferioară frecvenţei de 500 Hz avînd o intensitate mai mare decît cele peste această frecvenţă, scăzînd şi mai mult după 3000 Hz (primul formant vocalic are intensitate mai mare decît următorii), frecvenţele de separare se iau de regulă la 800 Hz şi 5000Hz, adică ceva mai mari decît frecvenţele de separare în amplitudine a semnalului vocal.

Difuzoarele utilizate sînt construite special pentru benzile de frecvenţă alocate şi se numesc difuzor de joase, difuzor de medii şi difuzor de înalte, pentru partea inferioară, centrală şi respectiv superioară a spectrului audio.

O realizare tipică, schematică de difuzor de înalte este reprezentată în figura 2.10. Membrana din policarbonat este sub formă de calotă sferică, formă care nu necesită decît o suspensie exterioară şi permite realizarea unei bobine de diametru mare. Acestea conduc la scăderea masei (bobină cu spire mai puţine) şi elasticităţii sistemului mobil, deci la creşterea frecvenţei de rezonanţă, frecvenţă care trebuie să se situeze în apropierea frecvenţei de separare, sub aceasta. Reducerea numărului de spire posibilă fără reducerea lungimii conductorului datorită diametrului mare al bobinei conduce şi la reducerea inductanţei electrice L_e a difuzorului. Se remarcă de asemenea la



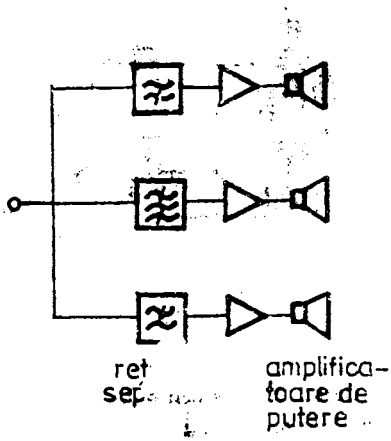


Fig.4.17

această construcție că radiația de spate a membranei este închisă de elemen[illegible] constructive ale circuitului magnetic, deci difuzorul se comportă ca unul montat în incintă închisă și nu mai trebuie proiectată o alta, el putînd fi montat

ca atare în incinta difuzorului de joase. La construcţia incintei acestuia din urmă se va ţine însă cont de volumul ocupat de difuzorul de înalte.

O problemă importantă la construcţia incintelor cu căi multiple o constituie realizarea coincidenţelor acustice ale membranelor la frecvenţa de separare, adică plasarea lor la distanţe mici în raport cu lungimea de undă. Această condiţie este necesară pentru ca să nu existe diferenţe prea mari de drum pentru undele acustice de la difuzoare la punctul de ascultare. O construcţie care elimină acest dezavantaj este difuzorul cu coincidenţă. La acesta, membrana difuzorului de frecvenţe înalte, în calotă sferică metalică, este urmată de un pavilion (pîlnie) care se deschide (este plasat) în axul membranei conice a difuzorului de joase, după cum se observă în figura 4.18. Bolta de închidere a conului membranei acestuia din urmă trebuie să fie în această situaţie permeabilă pentru sunet, va fi realizată deci din material textil şi nu va avea decît un rol de protecţie împotriva prafului. Construcţia unui astfel de difuzor este însă complicată. Mai simplu este plasarea unui difuzor de înalte în deschiderea conului difuzorului de joase. În ambele situaţii este nevoie, după cum am arătat, de reţele separatoare.

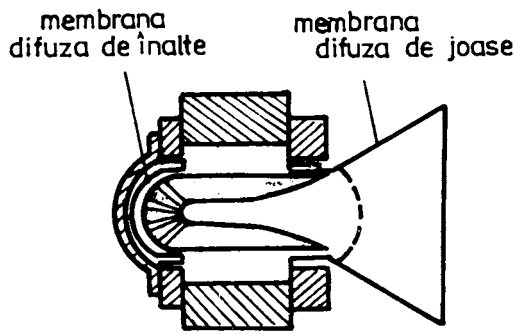


Fig.4.18

Fie f_o frecvenţa de separare a celor două căi. Se admite că centrele celor două difuzoare sînt confundate şi că radiaţia lor nu este directivă. Admitem de asemenea că difuzoarele au aceeaşi eficacitate în amplitudine şi în fază nu numai în banda de trecere pe care trebuie să o transmită fiecare ci şi deasupra lui f_o în cazul difuzorului de joase cît şi sub f_o în cazul celui pentru redarea frecvenţelor înalte. Fie $H_p(j\omega/\omega_o)$ răspunsul în presiune acustică funcţie de tensiunea aplicată. Presiunea acustică totală va fi:

$$p = H_p(j\omega/\omega_o)(U_j + U_i)$$

unde U_j şi U_i sînt tensiunile la ieşirea din reţelele separatoare, care depind de funcţiile de transfer ale acestora.

$$U_j = H_j(j\omega/\omega_o)U$$

$U_i = H_i(j\omega/\omega_o)U$

În urma înlocuirii rezultă:

$$p=H_p(j\omega/\omega_o)[H_j(j\omega/\omega_o)+H_i(j\omega/\omega_o)]U$$

Criteriile de realizare a reţelelor separatoare se stabilesc comparînd această presiune cu aceea produsă de un difuzor de bandă largă ideal caracterizat de aceeaşi funcţie de transfer şi căruia i se aplică tensiunea U, p' $= H_p(j\omega/\omega_o)$.

Exigenţa cea mai severă este egalitatea lui p şi p' atît în valoare absolută cît şi în fază:

$H_j(j\omega/\omega_o) + H_i(j\omega/\omega_o) = 1$

Se poate cere numai egalitatea valorilor efective ale presiunilor, de unde al doilea criteriu de realizare a filtrelor de separare

$$H_j(j\omega/\omega_o)+H_i(j\omega/\omega_o)=\exp[j\varphi(\omega/\omega_o)]$$

unde $\varphi(\omega/\omega_o)$ este un defazaj dependent de frecvenţă între p şi p'.

Al treilea criteriu este un compromis. Se tolerează o diferenţă între valorile efective ale presiunilor în măsura în care aceasta permite reducerea defazajului φ sau a complexităţii filtrelor. Aceasta se poate scrie:

$$H_j(j\omega/\omega_o)+H_i(j\omega/\omega_o)=M(\omega/\omega_o)\exp[j\varphi(\omega/\omega_o)]$$

unde $M(\omega/\omega_o)$ diferă puţin de unitate şi depinde de frecvenţă.

Proiectarea reţelelor de separare se bazează pe teoria filtrelor. Intervin însă două probleme care limitează (îngreunează) sau mai bine zis de care trebuie să se ţină seama în proiectare.

1. Teoria filtrelor se face admiţînd o impedanţă de sarcină reală şi constantă în toată gama de frecvenţe. Această condiţiie nu poate fi îndeplinită decît în structura amonte, deoarece difuzorul, sarcină pentru filtru în structura aval, este departe de a fi o impedanţă reală şi constantă cu frecvenţa (vezi

f 3.2). Se utilizează de aceea uneori reţele suplimentare pentru compensarea rezonanţei mecanice şi a efectului inductiv.

2. La filtre se impune în general o aceeaşi atenuare (3dB) mărimii de ieşire la frecvenţa de rezonanţă atît pentru filtrul trece jos cît şi pentru cel trece sus. În cazul presiunii acustice se constată că pentru a satisface primul criteriu (cel mai dur) şi al doilea este necesar ca la frecvenţa de separare, datorită diferenţelor de fază, atenuarea să fie de 3 dB dacă H_j şi H_i sînt în cuadratură şi de 6 dB dacă sînt în fază.

Pentru structura amonte reţelele separatoare sînt toate filtre constituite din reţele pasive RC şi amplificatoare operaţionale, deoarece lucrează la valori mici ale semnalului. Vor avea deci toate avantajele utilizării circuitelor integrate; posibilitatea realizării de filtre de ordin superior la un gabarit şi un

cost reduse. În acest fel se compensează în parte creşterea costului datorată utilizării mai multor amplificatoare finale. Proiectarea şi realizarea acestor filtre este suficient prezentată în literatura de specialitate şi nu mai insistăm asupra lor.

În structura aval reţelele separatoare sînt filtre pasive cu bobine şi condensatoare. Datorită valorilor mari ale condesatoarelor (5 ÷ 10 μF) şi a bobinelor (5÷20*mH*) cît şi datorită impunerii (necesităţii) unor pierderi foarte mici, aceste elemente sînt costisitoare, depăşind costul amplificatoarelor de putere integrate. În practică şi puterea acustică radiată de difuzoarele din fiecare bandă nu este decît aproximativ egală. Necesitatea compensării şi a acestei inegalităţi complică şi mai mult realizarea filtrelor. Pentru difuzoarele de înalte şi medii se pot utiliza pentru compensare potenţiometre înseriate, soluţie exclusă însă pentru difuzoarele de joase datorită influenţei asupra factorului de calitate total, difuzorul de joase avînd rolul primordial în crearea puterii acustice a semnalului audio.

Pentru separarea a numai două căi de joase şi de înalte primul criteriu este satisfăcut şi de reţele de ordinul întîi

$H_j = 1/(1 + s)$ şi $H_i = sH_j$

unde $s = \sigma + j\omega$ este variabila Laplace.

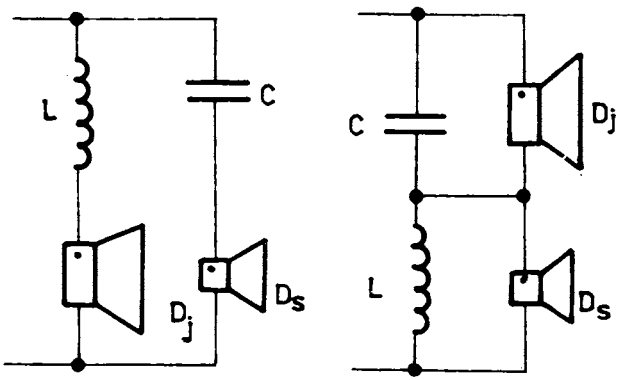


Fig.4.19

Acestea sînt filtre Butterworth trece jos şi trece sus simetrice, cu panta de tăiere de 20 dB/dec. Realizarea lor de principiu în configuraţie serie şi paralel este reprezentată în figura 4.19. În figură difuzorul de înalte a fost reprezentat de dimensiune mai mare, iar punctul de pe fiecare difuzor semnifică şi va semnifica şi în figurile următoare modul de conectare a difuzoarelor în fază sau în opoziţie de fază (pentru un semnal de aceeaşi

polaritate membranele celor două difuzoare să se deplaseze în acelaşi sens sau în sensuri contrare). După cum se observă aici sînt conectate în fază.

Elementele de circuit utilizate la realizarea reţelei de separare se pot determina cu relaţiile:

$$C=\frac{1}{\omega_o Z_d}=\frac{159}{Z_d[\Omega]f_o[kHz]}=[\mu F]$$

$$L=\frac{Z_d}{\omega_o}=\frac{0,159Z_d[\Omega]}{f_o[kHz]}=[mH]$$

O separare mai bună a celor două căi se realizează prin utilizarea reţelelor (filtrelor) de ordin superior. De exemplu utilizînd filtrele Butterworth de ordinul 3 (vezi figura 4.20) panta de tăiere devine 60 dB/dec. Funcţiile de transfer ale celor două filtre sînt:

$H_j = 1/(s^3 + 2s^2 + 2s + 1)$

$H_i = s^3H_j$

Elementele de circuit se vor calcula cu:

$C = 2/\omega_o Z_d$ şi $L = Z_d/2\omega_o$

Se observă că inductanţele sînt de valoare mai mică şi vor necesita un număr mai mic de spire. Unul din condensatoare va avea în schimb valoarea de două ori mai mare.

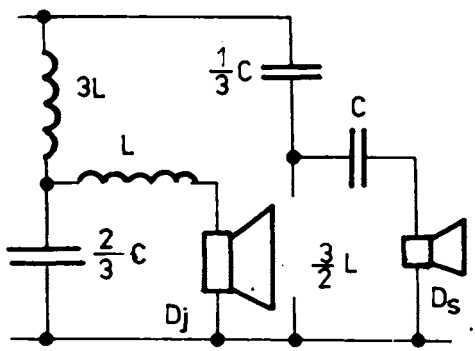


Fig.4.20

Reţelele separatoare care satisfac numai al treilea criteriu sînt cele de tip B_2. La frecvenţa de separare modulul M are valoarea $\sqrt{2}$

$$H_j=1/(s^2+\sqrt{2}s+1)$$

$H_i = - s^2 H_j$

Semnul minus este necesar pentru a evita opoziţia de fază între căi. Practic acest semn se obţine, după cum se poate observa şi în figura 4.21, prin inversarea polarităţii unui difuzor.

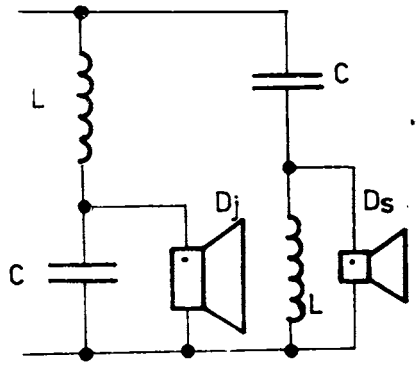


Fig.4.21

Elementele de circuit sînt date de:

$$C = 1/\sqrt{2}\omega_o Z_d \quad \text{şi}$$

$$L = \sqrt{2} Z_d / \omega_o$$

O schemă practică calculată pentru separarea a trei căi plecînd de la reţeaua de ordinul doi este reprezentată în figura 4.22.

Frecvenţa de separare este aleasă 800 Hz. Canalul al doilea este divizat în banda de frecvenţe medii şi banda de frecvenţe înalte cu ajutorul unui condensator de patru ori mai mic decît condensatorul din componenţa filtrului de separare. Acesta va permite trecerea semnalului începînd practic cu frecvenţa de 4 x 800 = 3200 Hz.

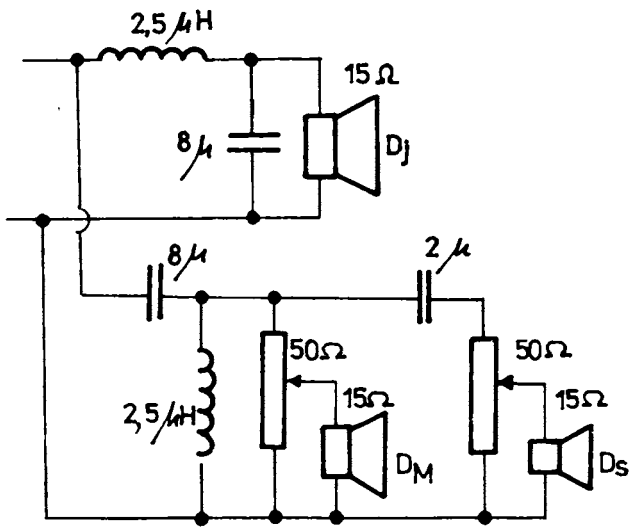


Fig.4.22

Difuzoarele de medii şi înalte sînt conectate prin intermediul unor potenţiometre pentru a egaliza presiunile acustice create de difuzoare în jurul frecvenţelor de separare.

Bobinele din componenţa filtrelor de separare se execută pe carcase de lemn sau plastic fără miez magnetic. Bobinajul se realizează cu fir de cupru emailat îmbrăcat în bumbac. Diametrul firului trebuie să fie suficient de mare astfel ca pierderile să nu depăşească 10 % (rezistenţa electrică a bobinei să fie cel mult 10 % din rezistenţa electrică a difuzorului). Uzual diametrul sîrmei este ales 1 mm.

Pentru dimensionarea inductanţelor se dau în literatura de specialitate diverse formule empirice pentru diverse forme de bobine alese. Astfel, de exemplu, pentru o bobină realizată pe un cilindru de lemn (plastic) cu diametrul de 2,5 cm, avînd o lungime (înălţime) şi cuprinzînd 32 de spire pe strat determinarea aproximativă a numărului de spire se poate face cu:

$$\log n[100spire] = \frac{\log L[mH] + 0{,}835}{2{,}2}$$

Astfel, pentru o inductanţă de 1 mH log n = 0, ... = 240 spire.

Pot fi utilizate şi alte formule sau nomograme destinate determinărilor numărului de spire pentru bobinele fără miez magnetic utilizate în radiotehnică. Practic se recomandă însă realizarea unei bobine de probă pe forma de carcasă aleasă, cu număr de spire cunoscut (ex.100 spire) şi determinarea inductanţei pe spiră. Cu această constantă determinată se recalculează numărul de spire pentru valoarea necesară a inducţiei, ţinînd cont însă că inductanţa este proporţională cu pătratul numărului de spire.

Bibliografie

1. M. Rossi - *Electroacoustique.* Presses PolytechniquesRomandes. Lausanne.1986

2. D. Stanomir - *Iniţiere în electoacustică.* Ed. Tehnică 1971

3. D. Stanomir - *Teoria fizică a sistemelor electromecanice.* Ed. Academiei 1982

4. C. Luca, L. Zănescu - *Montaje acustice pentru difuzoare.* Ed. Tehnică 1982

5. Cl. Brawn - *Audio. Întrebări şi răspunsuri.* Ed. Tehnică 1976

6. D. Csabai - *Tehnica sonorizării.* Ed. Tehnică 1982

7. W. Bottenberg, L. Melillo, K. Raj - *The Dependence of Loudspeaker Design Parameters on the Properties of Magnetic Fluids.* Journal of AES, vol. 28, nr. 1/2 1980 pag.117

8. J. G. Adams - *Computer-Aided Loudspeaker System Design.* Journal of AES, vol. 26, nr. 12, 1978, pag. 922

9. x x x - *Audio Handbook National*

Cuprins

Cap. I Noţiuni introductive 1

1.1 Cîmp acustic 1
1.2 Analogii formale 5
1.3 Surse de sunet 6
1.3.1 Sfera pulsantă 6
1.3.2 Pistonul circular rigid 9

Cap. II Sisteme mecanice şi acustice 1

2.1 Sisteme mecanice 1
2.2 Sisteme acustice 1
2.3 Sisteme mecano-acustice 2

Cap.III Difuzorul electrodinamic 2

3.1 Traductorul electrodinamic 2
3.2 Difuzorul electrodinamic: construcţie şi comportare în frecvenţă 2
3.3 Mărimi caracteristice difuzoarelor 3
3.4 Distorsiuni neliniare la difuzorul electrodinamic 4
3.5 Construcţia difuzoarelor cu bobină mobilă 4
3.6 Determinarea parametrilor difuzorului electrodinamic 4

Cap. IV Sisteme de montare acustică a difuzoarelor 53

4.1 Montarea în ecran 53
4.2 Incinta închisă. Modelare 55
4.2.1 Proiectarea sitemelor cu incintă închisă 60
4.2.2 Probleme constructive ale unei incinte închise . . 67
4.3 Incinta cu deschidere 69
4.3.1 Modelarea incintei cu deschidere 70
4.3.2 Proiectarea sistemelor cu incintă deschisă 75
4.4 Sisteme acustice cu căi multiple 82

Bibliografie 90

Cuprins 91

„Lucrarea domnului Constantin Posa constituie un indrumar pretios in domeniul electroacusticii, domeniu mai putin explorat la noi in tara sub raport publicistic. Ea vine sa umple un gol in activitatea didactica de pregatire a unor specialisti, in activitatea de proiectare, cit si de informare a publicului larg doritor de a cunoaste in mai mare masura produsele de larg consum specifice acestei ramuri."

Dr.Ing. Constantin Lupescu

LEI 200

ISBN 973-95650-9-3